

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Expertní aspekty diagnostického systému vibrací rotačních strojů

DISERTAČNÍ PRÁCE



Studijní program: P23 01, Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302V019, Stavba výrobních strojů a zařízení
Školitel: prof. Ing. Josef Jurman, CSc.
Doktorand: Ing. Jan Blata

Ostrava 2011

Na závěr svého doktorského studia na Fakultě strojní, VŠB – TU Ostrava předkládám k obhajobě disertační práci.

Při této příležitosti bych rád poděkoval za pomoc při studiu a řešení dané problematiky svému školiteli prof. Ing. Josefu Jurmanovi, CSc. Dále bych chtěl poděkovat firmě Adash, s. r. o. za zapůjčení měřicí techniky a cenné rady. Dále firmě CMMS za možnost provedení četných měření na standech pro testování ložisek. V neposlední řadě všem zaměstnancům z firem, ve kterých měření probíhala a také své rodině a přátelům a kolegům za podporu a cenné rady.

Anotace

Ing. BLATA, Jan. Expertní aspekty diagnostického systému vibrací rotačních strojů. Ostrava, Katedra výrobních strojů a konstruování, VŠB – TU Ostrava, 2011. 117 s. Disertační práce, vedoucí: Jurman, J.

Disertační práce řeší rozsáhlou problematiku týkající se diagnostiky rotačních strojů při využití metod vibrodiagnostiky a možnosti uplatnění těchto metod v expertních systémech. Velký zřetel je kladen na stanovení alarmových hodnot pro včasnou identifikaci zhoršujícího se stavu strojních zařízení. Včasná identifikace vznikající poruchy umožní včasnou přípravu nezbytných logistických úkonů pro provedení opravy a současně umožní eliminaci druhotného poškození vlivem vznikající poruchy. Práce obsahuje zásadní experimenty, návrhy, vyhodnocení i doporučení pro použití různých metod vibrodiagnostiky v diagnostice strojů a jejich následné využití v expertních systémech.

Anotation

Ing. BLATA, Jan. Expert aspects of the vibration diagnostic system of rotating machines. Ostrava, Department of Production Machines and Design, Technical University of Ostrava, 2011. 117 p. Doctoral thesis, Head Supervisor: Jurman J.

The doctoral thesis contains extensive issues concerning the diagnosis of rotating machinery using methods vibrodiagnostics and potential application of these techniques in expert systems. Great emphasis is placed on setting alarm values for the early identification of deteriorating condition of mechanical engineering equipment. Early identification of emerging failure to timely prepare the necessary logistics operations for repair and would allow the elimination of secondary damage from emerging disorder. The work includes major experiments, design, evaluation and recommendations for the use of different methods in the diagnosis vibrodiagnostics machines and their subsequent use in expert systems.

Obsah

Anotace.....	3
Symboly	6
Seznam použitých zkratk.....	7
Úvod.....	8
1 Použitá zařízení pro provedená měření	13
2 Technická diagnostika závad.....	16
2.1 Harmonické kmitání, základní vztahy:	16
2.2 Nevyváženost rotačních částí.....	18
2.2.1 Statická nevyváženost	18
2.2.2 Momentová nevyváženost (dvojicová nevyváženost).....	19
2.2.3 Dynamická nevyváženost.....	20
2.3 Úhlová a rovnoběžná nesouosost.....	21
2.4 Rezonance	24
2.4.1 Základní vlastnosti.....	24
2.4.2 Rezonanční módy konstrukce.....	25
3 Cíle disertační práce	27
4 Pracovní prostředí expertního systému	28
5 Metody vibrodiagnostiky a jejich využití v expertních systémech.	33
5.1 Stanovení aktuálních otáček ze spektra vibrací	33
5.2 Stanovení alarmových hodnot za pomoci rychlosti vibrací	34
5.3 Stanovení alarmových hodnot za pomoci zrychlení vibrací	36
5.4 Crest faktor.....	37
5.5 Metoda Kurtosis	38
5.6 Modul pro odhalení nesymetrie elektromagnetického pole	39
5.7 Identifikace technického stavu při využití časového záznamu a návrh modulu přidírání rotoru.....	40
5.7.1 Záznějové vibrace.....	42
6 Skupiny strojů, jejich projevy a diagnostika	44

6.1	Spalovací motory	44
6.2	Čerpadla	46
6.2.1	Diagnostika čerpadel	46
6.2.2	Rozbor frekvenčního spektra.....	48
6.2.3	Modul pro diagnostiku málo tuhé konstrukce	53
6.3	Vývěvy	54
6.3.1	Dílčí závěry	59
6.4	Ventilátory.....	60
6.4.1	Rozbor rychlosti vibrací v závislosti na zatížení.....	61
6.4.2	Rozbor zrychlení vibrací v závislosti na zatížení a otáčkách	66
6.4.3	Stanovení alarmových hodnot	70
6.5	Diagnostika obráběcích strojů.....	71
6.6	Diagnostika kabin zemních strojů	74
6.6.1	Základní parametry stroje.....	74
6.6.2	Provedení měření a průběh vyhodnocení	74
6.6.3	Modální analýza kabiny	77
6.7	Zkušební standy pro diagnostiku ložisek	80
7	Zhodnocení dosažených výsledků a jejich přínos pro vědu a praxi	94
8	Závěr.....	96
	Summary	98
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	100
	Vlastní publikační činnost.....	102
	Funkční vzorky.....	105
	Seznam obrázků	106
	Seznam tabulek	111
	Seznam příloh.....	112
	Přílohy.....	113

Symbols

Symbol	Význam symbolu	jednotka
a	Zrychlení vibrací	[g]
A_{\max}	Maximální amplituda zrychlení	$[\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}]$
a_{RMS}	Celková efektivní hodnota zrychlení ve frekvenčním pásmu	[g]
f	Frekvence	[Hz]
f_l	Lopátková frekvence	[Hz]
f_n	Otáčková frekvence zařízení	[Hz]
f_s	Frekvence napájecí sítě	[Hz]
n	Otáčky zařízení	$[\text{min}^{-1}]$
P	Výkon zařízení	[W]
t	Čas	[s]
T	Doba jednoho kmitu (doba periody)	[s]
v	Rychlost vibrací	$[\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}]$
V_{\max}	Maximální amplituda rychlosti	$[\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_{RMS}	Celková efektivní hodnota rychlosti ve frekvenčním pásmu	$[\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}]$
x	Amplituda výchylky	[mm]
x_{ave}	Střední absolutní hodnota výchylky	[mm]
x_{\max}	Maximální amplituda výchylky	[mm]
x_{RMS}	Střední kvadratická hodnota výchylky	[mm]
ω	Úhlová rychlost	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$

Seznam použitých zkratk

ACMT	<i>Adash Compressed Time</i>	Analýza stavu pomaluběžných ložisek
BPFI	<i>Ball Passing Frequency Inner Race</i>	Frekvence kmitání způsobená poškozením vnitřního kroužku
BPFO	<i>Ball Passing Frequency Outer Race</i>	Frekvence kmitání způsobená poškozením vnějšího kroužku
BSP	<i>Ball Spin Frequency</i>	Frekvence kmitání způsobená poškozením valivého elementu
Celkové vibrace	<i>Overall</i>	Číslo reprezentující množství energie obsažené v pásmu mezi dvěma frekvencemi
DDS 2007		Diagnostický systém pro archivaci a analýzu dat
FFT	<i>Fast Fourier Transformation</i>	Rychlá Fourierova transformace
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>	Mezinárodní organizace pro normalizaci
RMS	<i>Root Mean Square</i>	Efektivní hodnota
RPM	<i>Revolution Per Minute</i>	Otáčky za minutu
Špička	<i>Peak</i>	Vzdálenost mezi vrcholem amplitudy a nulovou úrovní signálu
Špička – špička	<i>Peak to peak</i>	Vzdálenost mezi nejnižším a nejvyšším vrcholem vlny

Úvod

V současné době dochází v řadě závodů k častému odlivu již dobře kvalifikovaných pracovníků, znajících podrobně stávající strojní zařízení v podniku, k odchodu do jiných firem na lepší pracovní posty nebo vlivem úspor k propuštění pracovníků. Udržet v podniku kvalifikovanou pracovní sílu s dlouholetými zkušenostmi a znalostmi v oboru, je častý problém, čímž dochází firma o pracovníka znalého pracovní problematiky, reálného stavu a projevů konkrétních strojních zařízení v podniku. Jinými slovy, tento pracovník zná dlouhodobou historii poruch, oprav a kvality údržby na zařízeních v podniku a dokáže z těchto zkušeností mnohem lépe usuzovat na možnou příčinu projevů poruch. Tento odliv pracovníků způsobuje problémy spojené se zaškolováním nových pracovníků a s dočasným snížením kvality prováděných diagnostických prací.

Jednou z možností jak tyto problémy omezit je použití expertního systému, který by měl tyto problémy alespoň částečně eliminovat. Tento expertní systém bývá z pravidla proveden formou počítačového programu, který využívá znalostní databázi (báze znalostí), za jejíž pomoci dokáže vyhodnocovat konkrétní problémy. Jeho úkolem může být také napomáhat obsluze při provádění patřičných operací, či měření. Jeho ovládání musí být velmi jednoduché, názorné, nejlépe intuitivní. Snahou je navrhnout takový systém, který bude maximálně nápomocen obsluze, např. diagnostikovi, při provádění vibrodiagnostických měření. Může např. doporučit vhodná měřicí místa, měřicí směry, postup měření a v závěrečné fázi i vyhodnotit měření.

Možnosti rozdělení Expertních systémů:

- Problémově orientované – jsou úzce orientované, většinou na jednu specifickou oblast, pro kterou jsou úzce specializované (vibrodiagnostika, akustická diagnostika, lékařství apod.).
- Prázdné – lze použít na vícero oblastí, mají širší uplatnění, ovšem jejich databáze (znalostní báze) je prázdná a je třeba vytvořit soubor pravidel, které budou sloužit pro správný chod tohoto systému.

Dle způsobu vytvoření znalostní báze můžeme také expertní systémy rozdělit na:

- Založené na pravidlech – zde jsou pevně definovaná pravidla mezi vstupními hodnotami, jako jsou např. hodnoty měření vibrací a výstupními hodnotami,

výstupy programu, např. druh závady (nevyváženost, nesouosost apod.).

Struktura programu musí být předem vytvořena.

- Neuronové sítě – dochází k definici jenom vstupní a výstupních parametrů, hodnot. Propojení mezi těmito hodnotami provádí program sám na základě tzv. trénovací množiny, v které jsou uvedeny charakteristické stavy – poruchy.

Pro základní rozdělení expertních systémů bylo čerpáno z literatury [1]

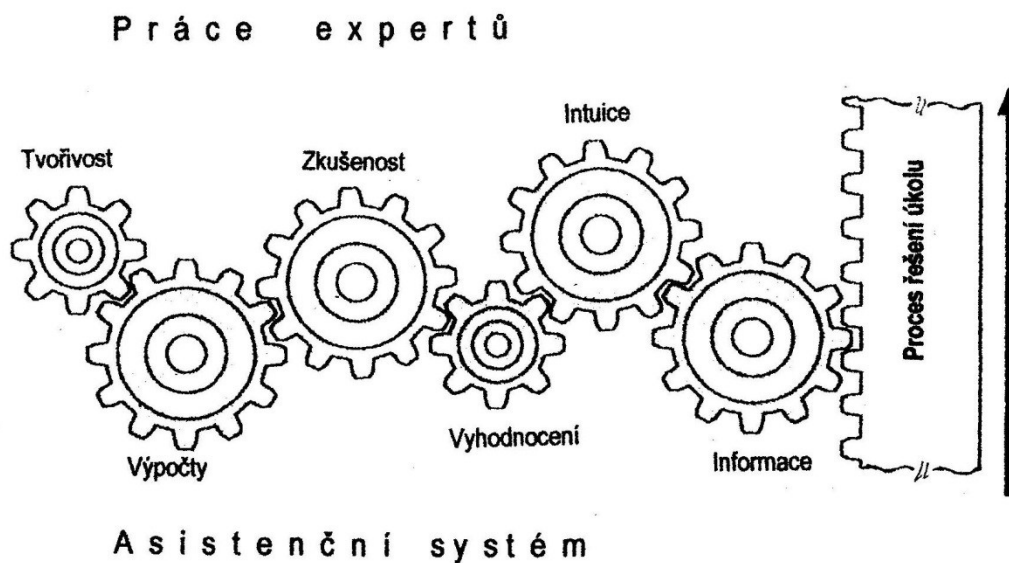
Asistenční systémy

Pro objasnění asistenčních systémů byla využita vlastní literatura [15]

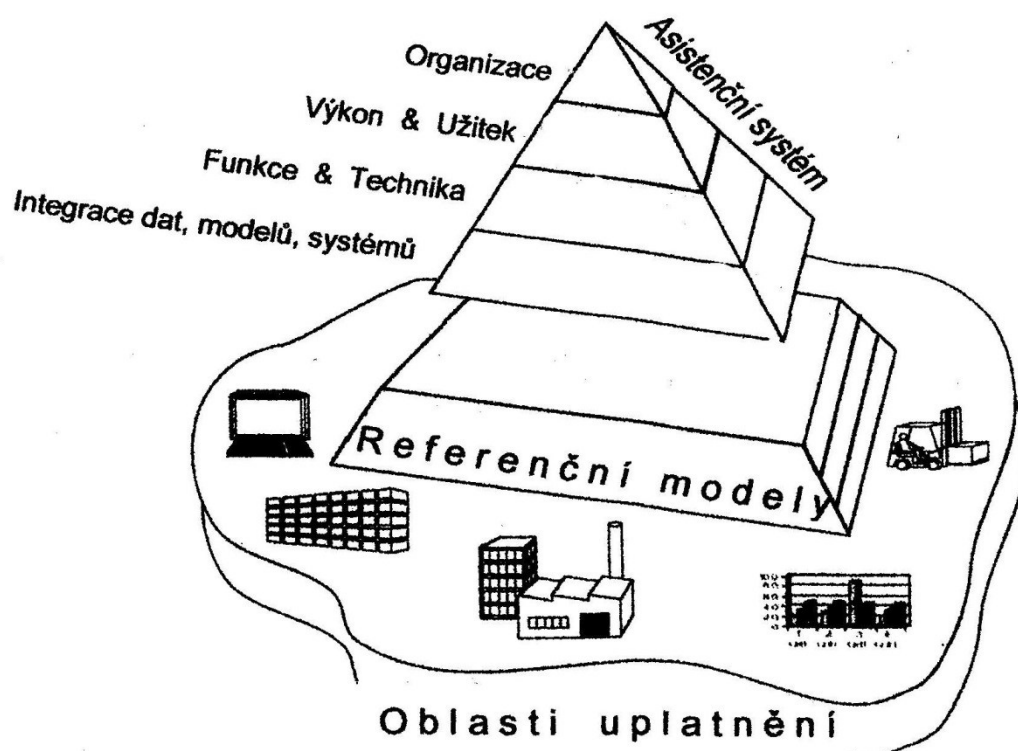
Asistenční systémy následují jako další stupeň rozvoje počítačově podporovaných prostředků postavených na základě zpracované metodiky referenčních modelů. Na rozdíl od expertních systémů uživatelé představují řešitelské použití a zároveň jej hodnotí. Představují tak vyváženou možnost samostatně řešit úkoly s jistotou, že řešitel zohlední relevantní informace, tzn. neodebírají řešiteli rozhodování, ale dávají mu jistotu, že udělá správné rozhodnutí.

Zhotovený referenční model je demonstračním modelem, který má implementovány dosavadní zkušenosti, jeho jednotlivé části jsou zaměnitelné, vykazuje také vysokou shodu s jinými podobnými aplikacemi, apod., není nikdy znovu použitelný, neboť žádný proces či objekt není přesně totožný, vždy najdeme rozdílné charakteristiky, např. u strojního systému podmínky provozního nasazení. Takže pro každý konkrétní objekt existuje vlastní modifikace, doplněná o specifické charakteristiky.

Na Obr. 0-1 je zobrazen princip asistenčního systému, z kterého by mělo vyplynout, že práce expertů je charakterizována kreativitou, zkušeností a intuicí, ale asistenční systém ještě poskytuje propočty, hodnocení a informace. Obr. 0-2 pak ukazuje strukturu asistenčního systému, která je s pyramidovou strukturou, kde základem jsou již zmíněné referenční modely.



Obr. 0-1 Princip asistenčního systému [15]



Obr. 0-2 Struktura asistenčního systému [15]

Asistenční systémy tedy pro rozhodovací proces přináší potřebnou podporu, která ve srovnání s klasickými produkty nabízí nadstandard v aplikaci na konkrétní úkol odpovídající funkčnosti objektu a procesu.

Současná situace směřuje k čím dál častějšímu používání expertních systémů z důvodů úspor finančních prostředků popřípadě nedostatku odborných pracovních sil v diagnostice. Častým jevem v podnicích je snaha úspor prostředků na úkor údržby či diagnostiky, je to tzv. “levná půjčka na drahou opravu“ resp. v první fázi ušetříme, ale zanedbáme-li investice, popř. šetříme-li na nevhodném místě, tak se nám to v konečném výsledku vymstí a následné odstranění škod stojí mnohem více, než jsme z počátku ušetřili. Provádění údržby můžeme rozčlenit do několika kategorií, (podrobněji viz lit. [4]). Prvním způsobem údržby je oprava po poruše – lze aplikovat na nenáročné, většinou levné zařízení, které nezpůsobí při jeho poruše škody na majetku nebo na zdraví. Jejich dočasná absence nezpůsobí přerušení výroby, popř. jejich diagnostika či údržba by nebyla finančně přínosná apod. Dalším způsobem údržby je metoda plánovaných preventivních oprav – řídí se předem stanoveným časovým cyklem, při kterém jsou provedeny naplánované údržbové práce. Časové cykly údržby jsou stanoveny s ohledem na zkušenosti se stejnými nebo podobnými zařízeními. Pro strojní zařízení jsou navrženy časové plány, v kterých je stanoveno kdy dojde k preventivní opravě nebo údržbě. Tato metoda nerespektuje aktuální potřebu provádění údržby, ale řídí se předem stanoveným časovým plánem. Další metodou je systém diferencované proporcionální péče - stroje jsou rozčleněny do několika skupin podle různých vlastností a důležitosti, což vede k rozdílnému přístupu k různým skupinám. Systém diagnostické údržby – je prvním, který respektuje skutečný technický stav technických zařízení. Využívá metod technické diagnostiky k sledování skutečného stavu strojních zařízení. Stroje jsou pod systematickou kontrolou a k odstávkám dochází pouze v případě dosažení mezní životnosti. Systém prognostické údržby – tento systém navazuje na předchozí a rozšiřuje jej o možnost predikce, provádí se stanovení zbytkové životnosti strojního zařízení. Zbytková životnost je určována pomocí tzv. trendové analýzy. Systém automatizované údržby – pro možnost použití tohoto systému je zapotřebí výpočetní techniky vzhledem k jeho náročnosti. Systém je rozdělen do několika modulů. Poslední možností je systém totálně produktivní údržby – je komplexní strategií, nástrojem, který umožňuje a podporuje zlepšování stavu zařízení za účelem maximalizace efektivity a kvality výroby.

Dalším způsobem jak vylepšit údržbu je používání různých expertních systémů, ať už pro vylepšení různých postupů v údržbě nebo v našem případě pro sledování skutečného stavu strojních zařízení při využití metod vibrodiagnostiky.

Pozn.:

Žádný expertní systém na světě nemůže dosáhnout profesionálních kvalit odborníka, ale může mu být nepostradatelným pomocníkem a rádcem, čímž dokáže přispět ke zkrácení potřebných časů pro provedení diagnostiky a také ke zvýšení kvality prováděných diagnostických prací. Ovšem **Expertní systém je pouze nástroj v rukou člověka!** Není neomylný! Nedokáže nahradit člověka, jeho výsledky nejsou předpis či norma, která se musí dodržovat, ale může být důležitým pomocníkem při provádění měření, archivaci nebo při vyhodnocování měření. Výsledky jsou také podstatnou měrou závislé na obsluze, na kvalitě a pečlivosti s jakou bylo provedeno měření. Při nekvalitním nebo špatně provedeném měření nemůžeme v žádném případě očekávat dobré výsledky.

1 Použitá zařízení pro provedená měření

Stěžejním zařízením pro provedení měření byl prototyp vibračního analyzátoru Adash A4400 - VA 4 Pro (viz Obr. 1-1). Posléze byl již používán kusově vyráběný analyzátor Adash A4400 - VA4 Pro (viz Obr. 1-2). Tato zařízení byla neocenitelnými nástroji pro četná měření, která jsou nezbytnou součástí této disertační práce nebo byla provedena pro potřeby této práce, ale nejsou zde uvedena.



Obr. 1-1 Prototyp analyzátoru VA4Pro



Obr. 1-2 Vyráběný analyzátor A 4400 VA4 Pro [2]

Tabulka 1 Parametry analyzátoru A 4400 VA4 Pro, první část [2]

Vstupní kanály:	<ul style="list-style-type: none"> • 4 AC s možností ICP® napájení • 4 DC pro procesní veličiny • 1 TACHO pro externí spouštění
Vstupní rozsahy:	<ul style="list-style-type: none"> • AC +/- 12 V peak-peak • DC +/- 24 V
AD převodník:	<ul style="list-style-type: none"> • 24 bit, 64 bit zpracování signálu není potřeba AutoGain!
Odstup Signál/Šum:	<ul style="list-style-type: none"> • 110 dB
Vzorkovací frekvence:	<ul style="list-style-type: none"> • max. 196 kHz pro 1 kanál • max. 64 kHz současně pro 4 kanály • min. 64 Hz
Synchronizace:	<ul style="list-style-type: none"> • plně synchronní měření na 4 kanálech
Rozsah FFT:	<ul style="list-style-type: none"> • min. 100 čar • max. 25 600 čar
Režimy měření:	<ul style="list-style-type: none"> • Datakolektor - pochůzková měření • Analyzátor - analytická měření • Balancer - provozní vyvažování strojů • RunUp - měření rozběhů a doběhů • Recorder - záznam signálů

Tabulka 2 Parametry analyzátoru A 4400 VA4 Pro, druhá část [2]

Zpracování dat:	<ul style="list-style-type: none"> • FFT analýza v reálném čase • ENVELOPE - obálková analýza • ACMT - analýza stavu pomaloběžných ložisek • řádová analýza • měření v uživatelských pásmech • měření otáček • měření procesních DC veličin
Spouštění:	<ul style="list-style-type: none"> • manuálně • externě - tachosonda, TTL úrovně • překročením zvolené amplitudy signálu • časovým intervalem • změnou otáček
Displej:	<ul style="list-style-type: none"> • barevný 800 x 600, LCD
Rozhraní:	<ul style="list-style-type: none"> • USB, Ethernet
Teplotní rozsah:	<ul style="list-style-type: none"> • -10°C až +50°C
Napájení:	<ul style="list-style-type: none"> • akumulátor pro 6 hodin, AC 230 V
Rozměry:	<ul style="list-style-type: none"> • 230 x 140 x 60 mm

Parametry analyzátoru A 4400 VA4 Pro jsou zobrazeny v předchozích tabulkách (viz Tabulka 1, Tabulka 2). Pro potřeby provedení disertační práce byly také použity následující zařízení (viz následující obrázky), které se přímo nebo nepřímo podílely na sběru dat a také spousta dalších zařízení, která zde nejsou zobrazena.



Obr. 1-3 Klešťový ampérmetr PK 460



Obr. 1-4 Praktické použití ampérmetru



Obr. 1-5 Měřicí mikrofón 130E20



Obr. 1-6 Praktické použití mikrofónu



Obr. 1-7 Třiosý snímač vibrací

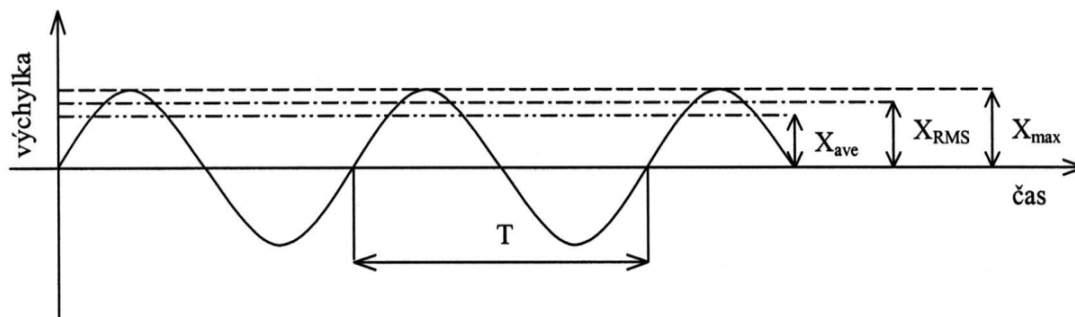


Obr. 1-8 Vibrodiagnostický přístroj A4900 III

2 Technická diagnostika závad

2.1 Harmonické kmitání, základní vztahy:

Pro osvětlení problematiky měření vibrací jsou zde uvedeny některé základní vztahy, které můžeme odvodit z následujícího obrázku (Obr. 2-1).



Obr. 2-1 Harmonické kmitání se znázorněním maximální amplitudy, střední kvadratické a absolutní hodnoty [4]

Okamžitá výchylka:

$$x = X_{\max} \cdot \sin\left(2\pi \frac{t}{T}\right) = X_{\max} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) = X_{\max} \cdot \sin(\omega t) \quad [\text{mm}] \quad (2-1)$$

Pro úpravu vzorce bylo použito:

$$f = \frac{1}{T} \quad \dots \quad \text{frekvence kmitání} \quad [\text{Hz}] \quad (2-2)$$

$$\omega = 2\pi \cdot f \quad \dots \quad \text{úhlová rychlost} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2-3)$$

X_{\max} ... maximální výchylka – amplituda výchylky

Rychlost:

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega \cdot X_{\max} \cdot \cos(\omega t) = V_{\max} \cdot \cos(\omega t) = V_{\max} \cdot \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad [\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2-4)$$

V_{\max} ... maximální rychlost, maximální amplituda rychlosti

Zrychlení:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \cdot X_{\max} \cdot \sin(\omega t) = -A_{\max} \cdot \sin(\omega t) = A_{\max} \cdot \sin(\omega t + \pi) \quad [\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (2-5)$$

A_{\max} ... maximální zrychlení, maximální amplituda zrychlení

Střední absolutní hodnota výchylky:

$$X_{\text{ave}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |x| \cdot dt \quad [\text{mm}] \quad (2-6)$$

Střední kvadratická hodnota výchylky:

$$X_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2 \cdot dt} \quad [\text{mm}] \quad (2-7)$$

Pro harmonický pohyb platí:

$$X_{\text{RMS}} = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot X_{\text{ave}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot X_{\text{max}} \quad [\text{mm}] \quad (2-8)$$

RMS hodnota je významná tím, že obsahuje informaci o výkonu kmitání.

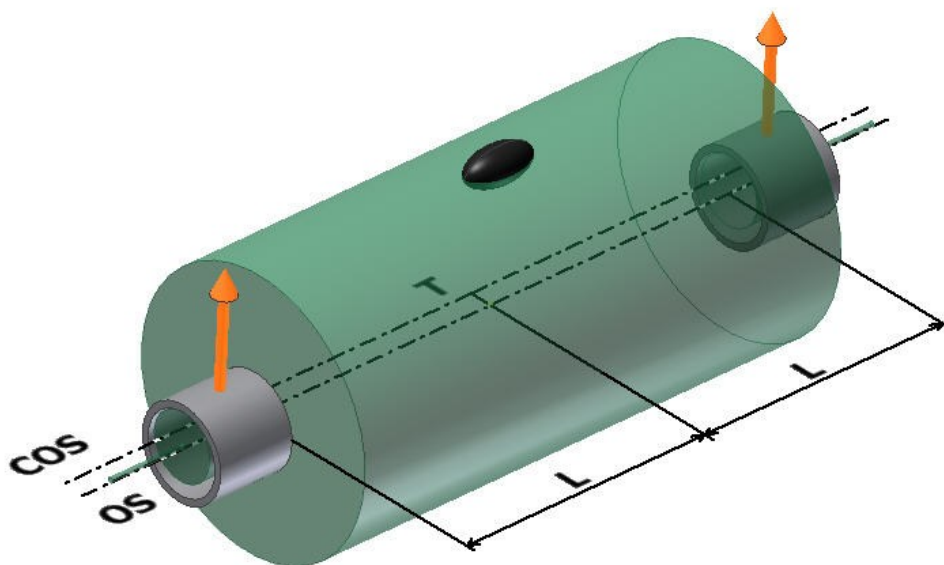
Některé výrazy používané při měření vibrací:

- Špička (peak) – vzdálenost mezi vrcholem amplitudy (X_{max}) a nulovou úrovní signálu.
- Špička – špička (peak – to – peak) – vzdálenost mezi nejnižším a nejvyšším vrcholem vlny ($2 \cdot X_{\text{max}}$).
- Průměrná hodnota (Average) – vzhledem k neideálnímu sinusovému průběhu je průměrná hodnota nenulová (nebo také střední absolutní hodnota) ($0,637 \cdot X_{\text{max}}$).
- Efektivní hodnota (RMS – root mean square value) – porovnání energie stejnosměrného a střídavého proudu ($0,707 \cdot X_{\text{max}}$ pro ideální sinusovou amplitudu).
- Celkové vibrace (Overall) - Číslo reprezentující množství energie obsažené v pásmu mezi dvěma frekvencemi.

2.2 Nevyváženost rotačních částí

2.2.1 Statická nevyváženost

Vyskytuje se výjimečně, většinou je přítomna pouze u rotujících kotoučů, kde průměr kotouče je podstatně větší, než jeho šířka. Statická nevyváženost má posunutou centrální osu setrvačnosti (COS) oproti ose rotace (OR), vzájemně jsou spolu ale rovnoběžné (Obr. 2-2).



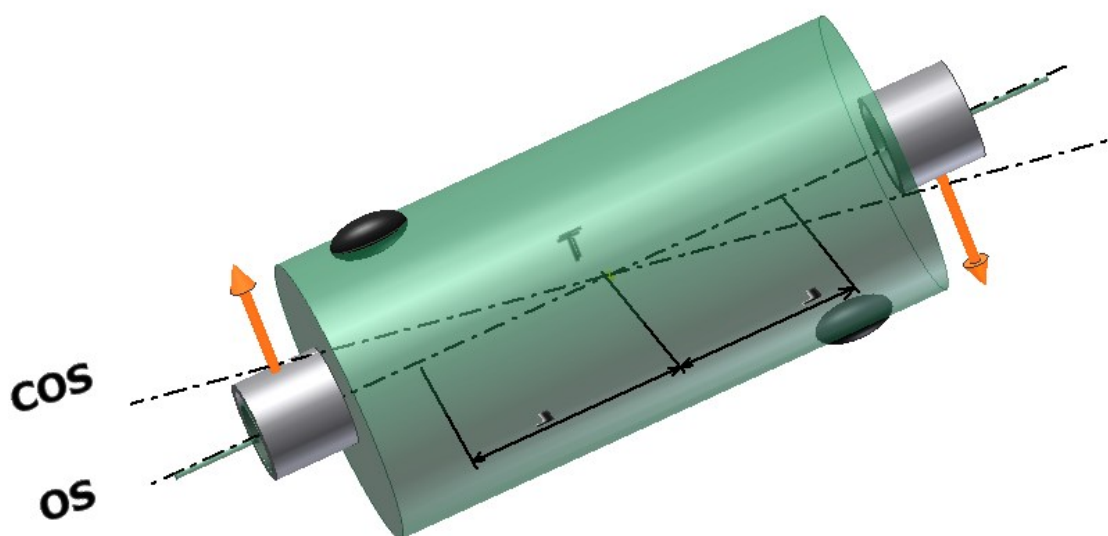
Obr. 2-2 Statická nevyváženost, vlastní lit. [16]

Projev ve spektru vibrací:

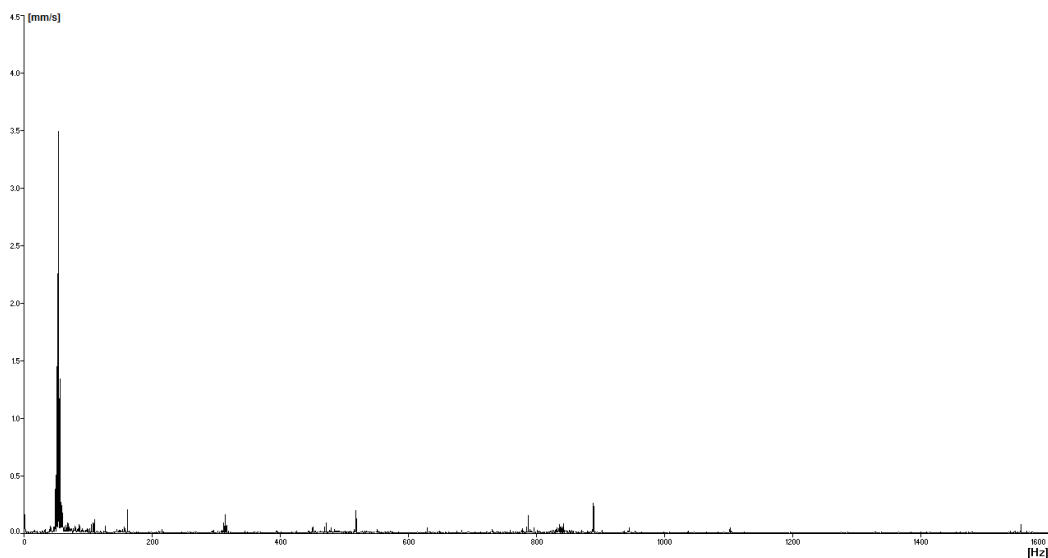
Statická nevyváženost se projevuje výraznou amplitudou na otáčkové frekvenci v radiálním směru na obou ložiskách s nulovým nebo malým fázovým posuvem ($\pm 30^\circ$). Tato amplituda bývá ve většině případů dominantní a je přítomná na základní rotorové frekvenci. Fázový rozdíl mezi horizontálním a vertikálním směrem je přibližně 90° ($\pm 30^\circ$). Přítomnost harmonických násobků otáčkové frekvence ukazuje na vysokou nevyváženost nebo na vymezování vůlí v ložiskách.

2.2.2 Momentová nevyváženost (dvojicová nevyváženost)

V případě momentové nevyváženosti jsou osy rotace (OR) a centrální osa setrvačnosti (COS) různoběžné, ale osy se protínají v těžišti rotoru. Při otáčení rotoru působí dvojice setrvačných sil od nevyvážků na rotor a způsobují vibrace. V klidovém stavu se rotor jeví jako vyvážený, nevyváha se projevuje až při pohybu a to dvojicí sil, které způsobují momentové namáhání (Obr. 2-3).



Obr. 2-3 Momentová nevyváženost, vlastní lit. [16]



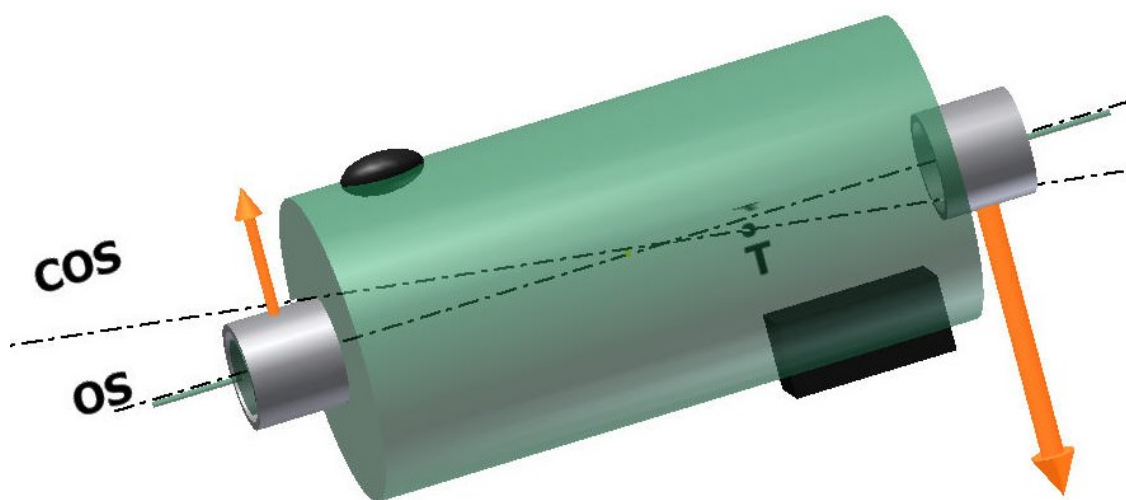
Obr. 2-4 Příklad frekvenčního spektra s nevyváhou statickou nebo momentovou

Projev ve spektru vibrací:

Momentová nevyváženost se projevuje výraznou amplitudou v radiálním směru na obou ložiskách (viz Obr. 2-4) s nulovým nebo malým fázovým posuvem ($\pm 30^\circ$). Tato amplituda bývá ve většině případů dominantní a je přítomná na základní rotorové frekvenci. Fázový rozdíl mezi horizontálním a vertikálním směrem je přibližně 90° ($\pm 30^\circ$). Přítomnost harmonických násobků otáčkové frekvence ukazuje na vysokou nevyváženost nebo na vymezování vůlí v ložiskách.

2.2.3 Dynamická nevyváženost

Ve většině případů se vyskytuje dynamická nevyváženost, která v sobě kombinuje statickou a momentovou nevyváženost. Hlavní osa setrvačnosti neprotíná osu rotace v těžišti, ale k protnutí dochází mimo těžiště (Obr. 2-5).

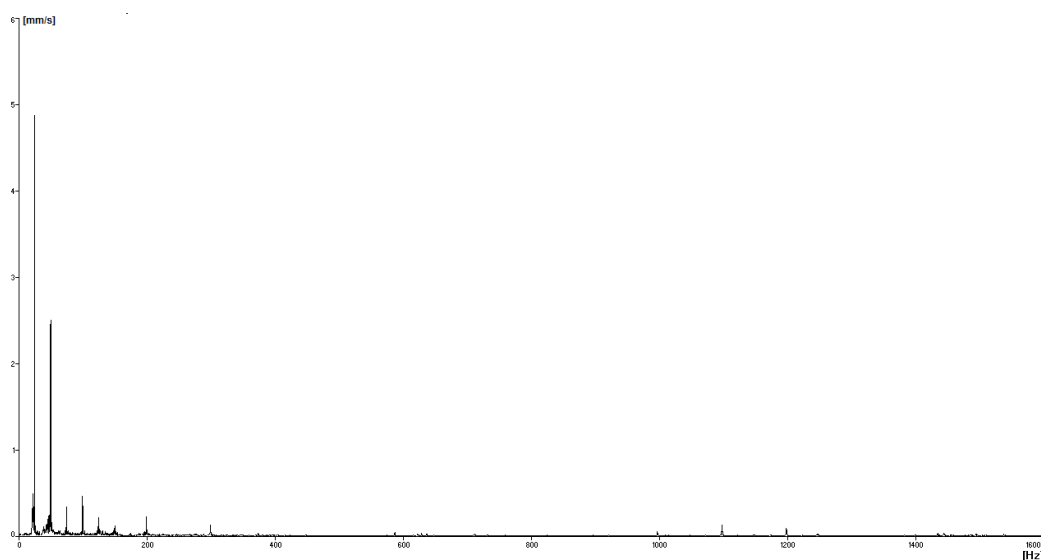


Obr. 2-5 Dynamická nevyváženost, vlastní lit. [16]

Projev ve spektru vibrací:

Dynamická nevyváženost se také projevuje výraznou amplitudou na otáčkové frekvenci v radiálním směru na obou ložiskách, při velké nevyváženosti se může vytvořit amplituda na druhém násobku otáčkové frekvence (Obr. 2-6). Pro odstranění nevyváženosti je třeba vyvažovat ve dvou rovinách. Fázový rozdíl mezi vibracemi

v horizontálním směru na vnitřním a vnějším ložisku se může pohybovat od 0° do 180° . Fázový rozdíl ve vertikálním směru musí být shodný s fázovým rozdílem v horizontálním směru.

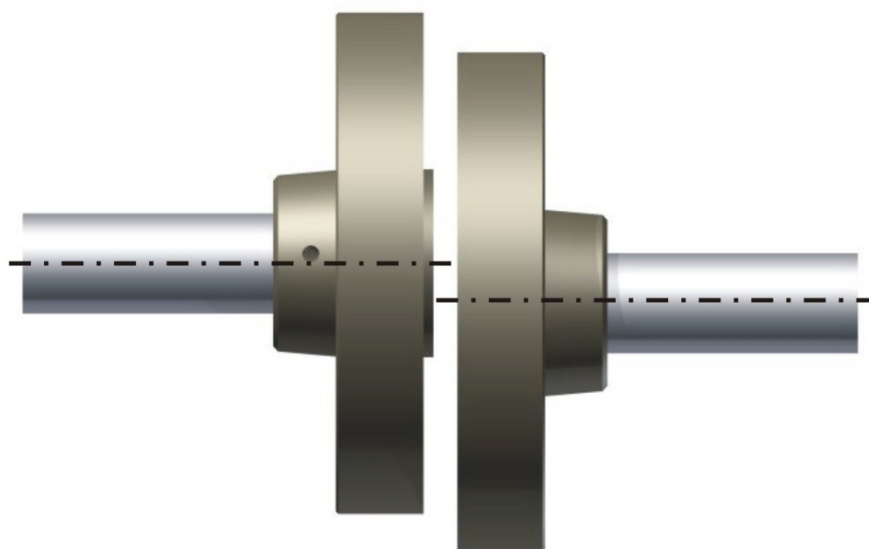


Obr. 2-6 Projev dynamické nevyváženosti ve spektru vibrací

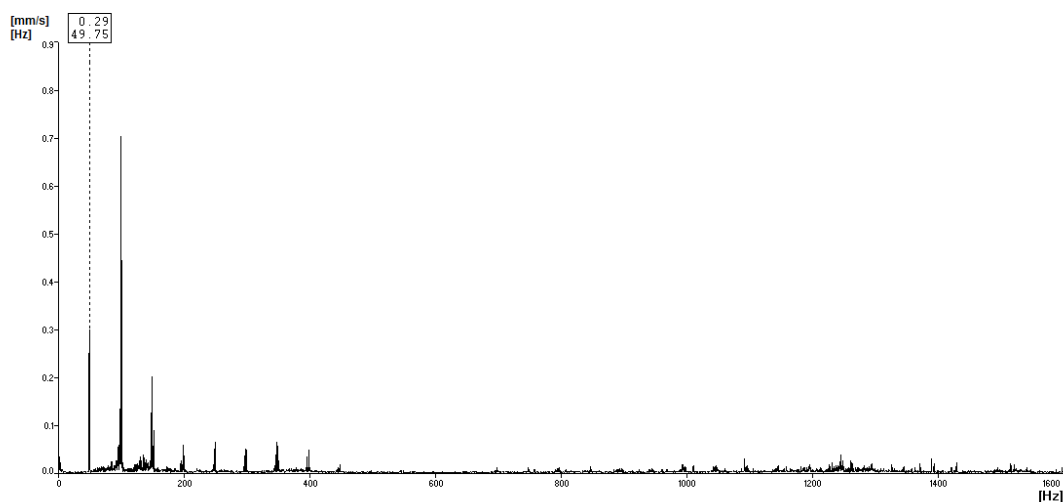
2.3 Úhlová a rovnoběžná nesouosost

Velká část strojních zařízení je provozována se špatným ustavením nebo se špatnou, popř. poškozenou spojkou. Špatné ustavení nejvíce působí na spojku, což vede k velkému tepelnému i silovému namáhání spojky i k dodatečné deformaci hřídelů a zvyšování vibrací. Tyto vibrace se dále přenášejí do celého soustrojí a způsobují tak podstatné zvýšení vibrací, což vede k druhotnému poškození celého soustrojí.

- **Rovnoběžná nesouosost**, kdy původní osy rotací hřídelí před smontováním byly rovnoběžné (Obr. 2-7). Projevuje se velkými radiálními vibracemi. Druhá harmonická často bývá větší než první. S rostoucím přesazením hřídelů se generují ve spektru amplitudy s čtvrtým až osmým harmonickým násobkem.

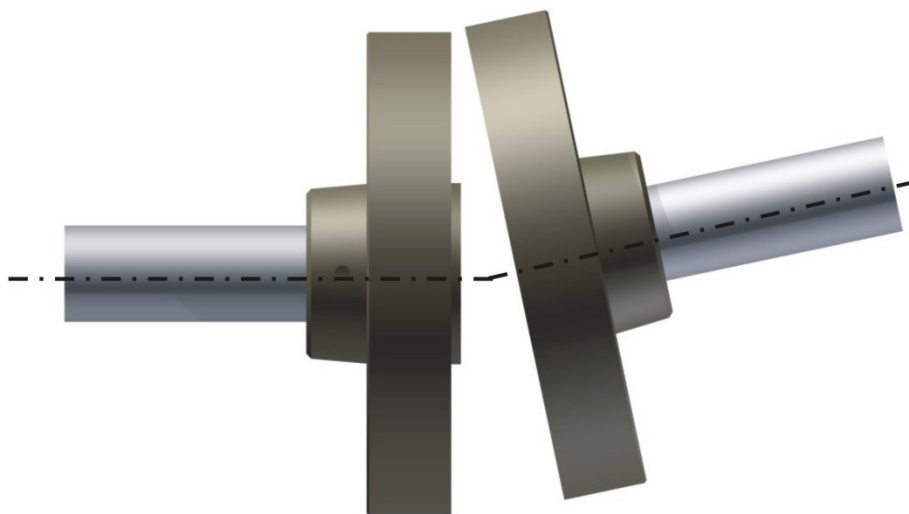


Obr. 2-7 Znáznornění rovnoběžné nesouososti při rovnoběžném přesazení hřídelů

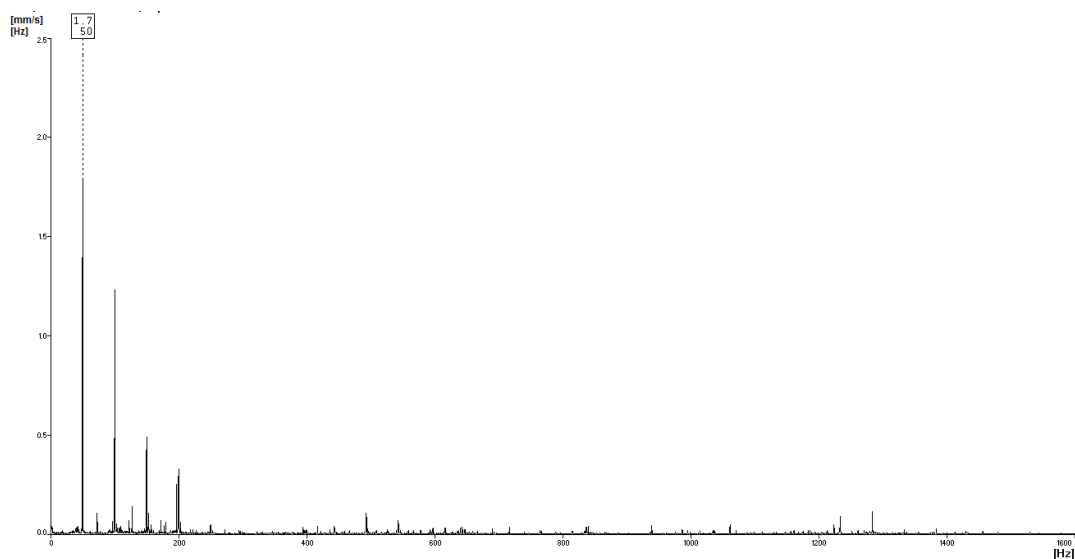


Obr. 2-8 Typický projev rovnoběžné nesouososti v radiálním směru s vyznačením otáčkové složky ve frekvenčním spektru

- **Úhlová nesouosost**, kdy původní osy rotací hřídelů před smontováním byly nerovnoběžné, ale protínaly se (Obr. 2-9). Projevuje se velkými axiálními vibracemi. Ve spektru může dominovat amplituda na první, druhé nebo také třetí harmonické frekvenci. Fázový rozdíl na obou stranách spojky je opačný, tudíž fázový rozdíl je 180° .



Obr. 2-9 Znázornění úhlové nesouososti



Obr. 2-10 Typický projev úhlové nesouososti v axiálním směru s vyznačením otáčkové složky ve frekvenčním spektru

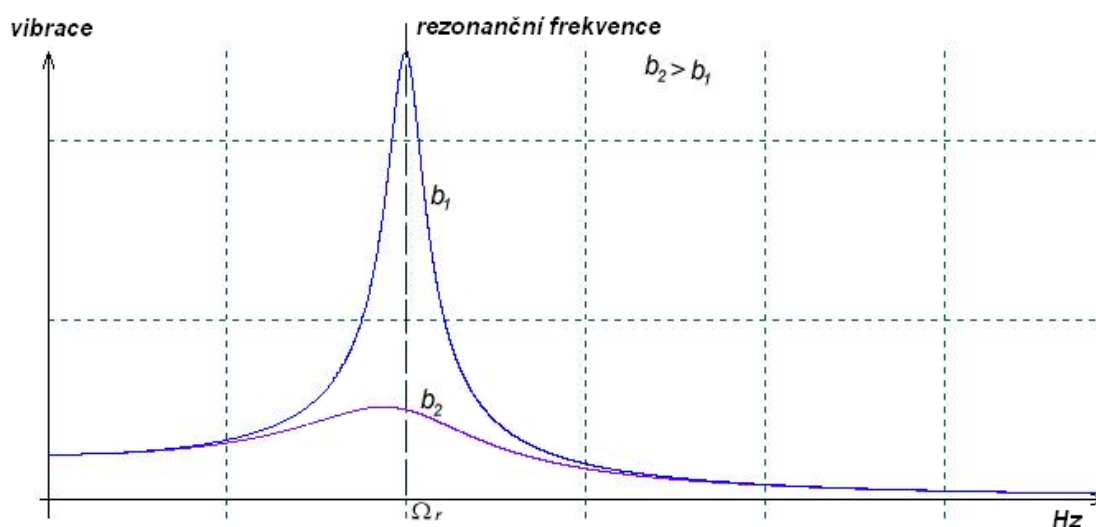
2.4 Rezonance

Pro tvorbu této kapitoly byla využita vlastní literatura [16]

2.4.1 Základní vlastnosti

Každé zařízení provozované v blízkosti rezonanční oblasti je namáháno neúměrně vysokými vibracemi, které mohou vést k celkovému zničení zařízení. Proto je snahou při vytváření konstrukce zamezit možnému vzniku rezonance, popř. provozování zařízení v rezonanční oblasti. V podstatě se jedná o nucené kmitání, které může zapříčinit i malá budící síla a následně způsobit velké změny v kmitajícím systému. Nastává v případě, když frekvence budící síly odpovídá vlastní frekvenci konstrukce nebo části stroje. Rezonance sama o sobě není příčinou vibrací, ale výrazně je zesiluje a způsobuje značnou citlivost konstrukce (či stroje) na silové působení na rezonanční frekvenci.

Rezonance je nejčastější příčinou problémů spojených s hlukem a vibracemi. Každá část strojního zařízení má určitou tuhost a hmotnost, na nichž především závisí vlastní frekvence a vibrační chování. Nezanedbatelným faktorem je také tření, které snižuje vibrace při rezonanci – tření můžeme zajistit formou tlumení. Úroveň tlumení je však většinou neznámá. Na Obr. 2-11 je znázorněn vliv úrovně tlumení na velikost vibrací – b_2 představuje velké tlumení, b_1 naopak malé tlumení. Jak je vidět, při nízkém tlumení dochází k většímu růstu vibrací, je umožněn větší amplituda rozkmitání soustavy.



Obr. 2-11 Vliv velikosti tlumení na velikost amplitudy vibrací, vlastní lit. [16]

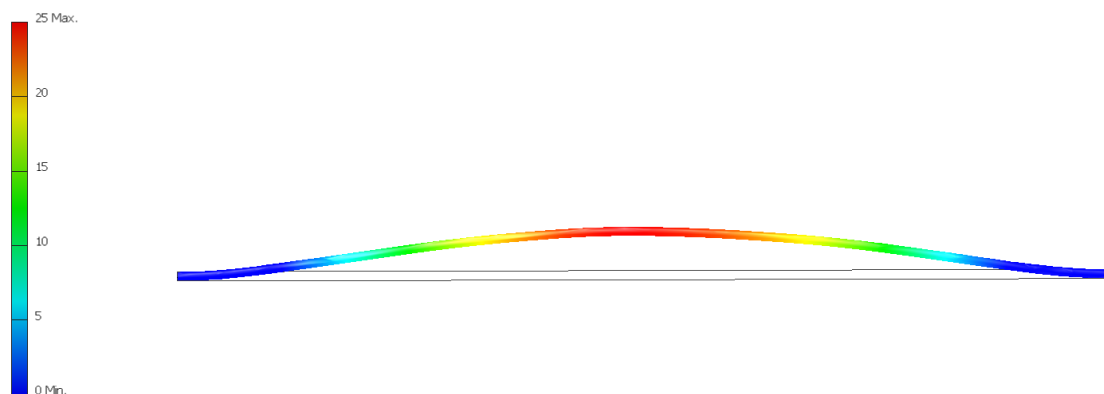
Z hlediska charakteru vyvozených dynamických zatěžovacích účinků lze rozlišit:

- *rotační stroje* – zdrojem periodicky působících vibrací u těchto zařízení je většinou nevyvážená hmota rotujících součástí,
- *pístové stroje* – zdrojem vibrací je periodický translační nebo rotační pohyb pohyblivých součástí stroje,
- *zařízení vyvolující rázy* – zdrojem vibrací jsou silové pulzy (nárazy) v délce trvání řádu jednotek až desítek milisekund, způsobené dopadající hmotou,
- *zařízení, vyvolující mimořádná krátkodobá momentová zatížení* – momentové časové funkce, které nastávají při poruchách či zkratu elektromotoru nebo generátoru nebo nesprávném sfázování generátoru nebo špatný frekvenční měnič, které způsobují rozkmitání konstrukce.

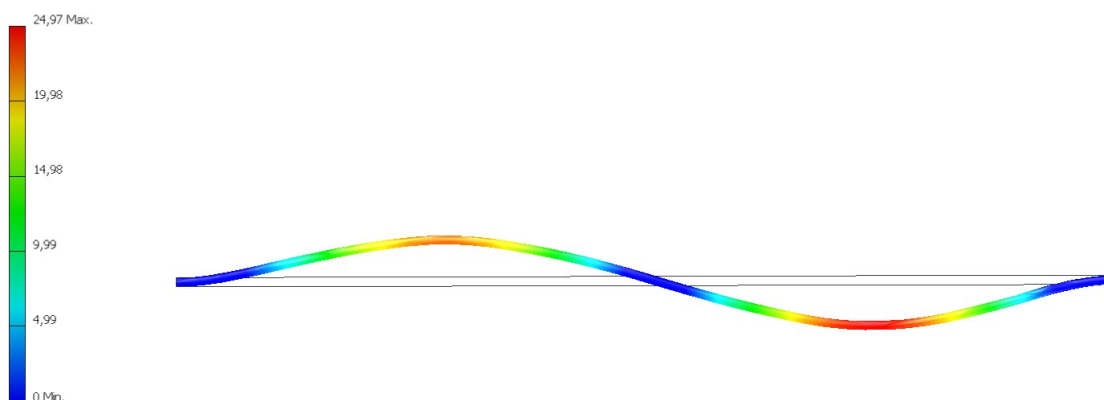
2.4.2 Rezonanční módy konstrukce

Pro znázornění tvarů jednotlivých rezonančních frekvencí slouží tzv. modální analýza, která umožňuje určení rezonančních frekvencí a zviditelnění tvarů jejich rezonančního chování. Na následujících obrázcích jsou jednotlivé tvary rezonančních módu. V případě, že by se jednalo o nosník nebo o hřídel, tvar kmitání při dosažení jednotlivých rezonančních frekvencí by byl dle obrázků. Je třeba si uvědomit, že konstrukce může být provozována v některém z rezonančních módů. V případě, že bychom chtěli provést vyztužení konstrukce, např. nosníku a snížit tak výkmit konstrukce, tak při prvním rezonančním módu (Obr. 2-12) a umístění podpěry doprostřed nosníku, tak bychom účinně dokázali zamezit nadměrným vibracím.

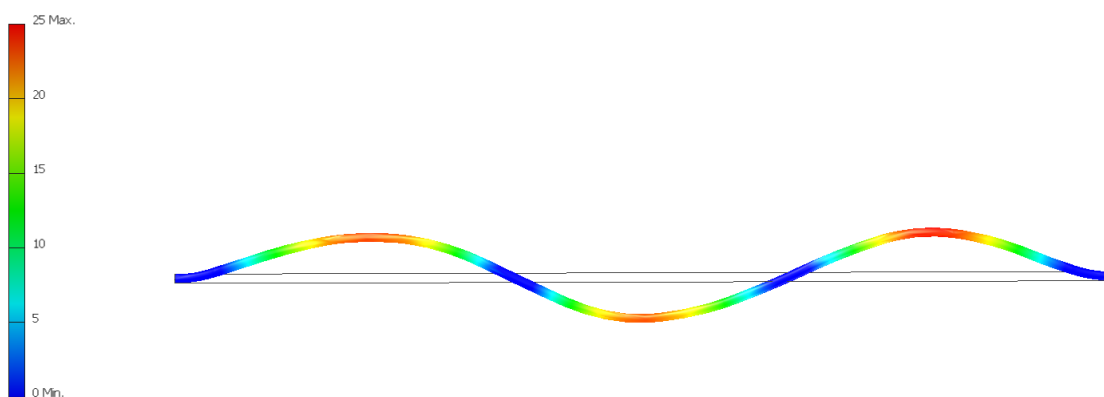
Ovšem v případě druhého rezonančního módu (Obr. 2-13), by vyztužení uprostřed nosníku bylo prakticky zbytečné. Pro vhodné umístění dodatečných vyztužení konstrukce je zapotřebí znát, zda je zařízení provozováno v oblasti rezonance, popř. v jakém rezonančním módu. Pro tyto zjištění lze použít provozních měření nebo nejlépe zabývat se možnými rezonančními stavy již při samotném návrhu celého zařízení. V případě, že se problematikou rezonance budeme zabývat již při návrhu konstrukce, ušetříme si dodatečné problémy při následných komplikacích spojených s následným provozem rezonujícího zařízení.



Obr. 2-12 První rezonanční mód, vlastní lit. [16]



Obr. 2-13 Druhý rezonanční mód, vlastní lit. [16]



Obr. 2-14 – Třetí rezonanční mód, vlastní lit. [16]

3 Cíle disertační práce

Cílem této disertační práce je stanovení vhodných metod, parametrů a postupů využitelných v expertních systémech.

Dílčí cíle disertační práce:

- Výběr základních zařízení vhodných pro použití.
- Realizace měření na strojních zařízeních, která umožní stanovení nebo zpřesnění potřebných parametrů pro tvorbu expertního systému.
- Definovat některé potřebné parametry pro zadávání, nezbytné pro pozdější vyhodnocení.
- Návrh souborů metod nebo pravidel pro expertní systém.

4 Pracovní prostředí expertního systému

Účelem expertního systému je účelně napomáhat při provádění běžného měření nebo pochůzky, zbytečně nezatěžovat obsluhu zbytečnými požadavky, ovšem pro správné vyhodnocení je třeba zadat některá důležitá data. Spolehlivost expertního systému je také založena na přesnosti informací, které jsou do něj vloženy. V případě chybných údajů nemůžeme čekat správné vyhodnocení. Pro zadávání informací je také vhodné rozlišit za jakým účelem se měření provádí a jaké množství vstupních dat vyžadovat, aby nebyla obsluha zbytečně obtěžována neustálými dotazy a zadáváním parametrů. Určitě bude rozdíl mezi měřením na pravidelné pochůzce, kde můžeme předem získat veškeré potřebné informace a připravit tak důkladně pochůzku, než u jednorázového měření u nového stroje o kterém většinou nemáme žádné informace.

Také je třeba mít na paměti zkušenosti uživatele, zda sběr dat provádí diagnostik nebo pouze poučená osoba a následné vyhodnocení pak provede diagnostik. S ohledem na předchozí problematiku bych doporučoval následující možnost nastavení, respektive strukturu systému:

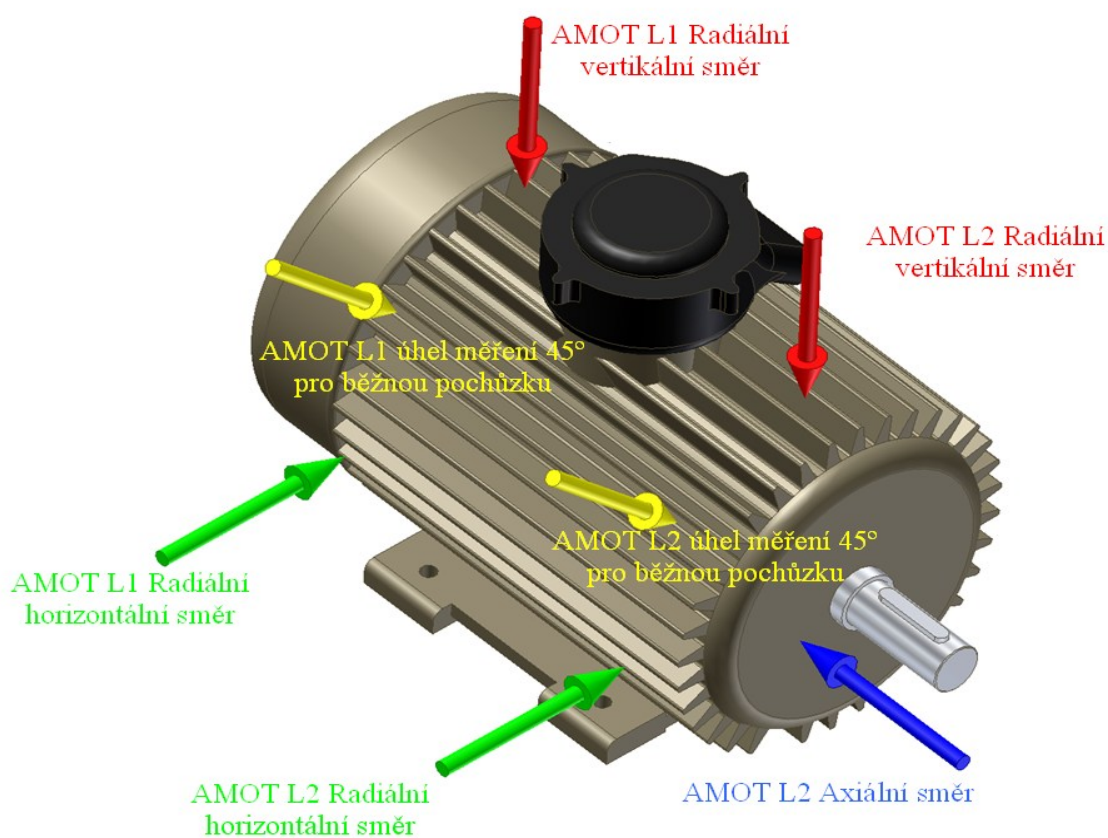
Měření – v tomto uživatelském prostředí si uživatel nastavuje měření pouze sám, systém slouží pouze pro sběr dat. Není využit žádný expertní modul. Lze použít přednastavené měření viz Tabulka 3, dodatečné úpravy si může provést uživatel sám, popř. vytvořit a uložit vlastní šablonu. Jeho použití by mělo být výhodné pro jednorázová měření nebo pro počáteční sběr dat přímo v provozních podmínkách na místě.

Asistence – v tomto případě by program opětovně nevyžadoval žádná data po uživateli, pouze by „asistoval“ při měření, tudíž obsluha by měla možnost výběru z předdefinovaných možností. Například pro měření motoru by měl uživatel možnost využití přednastavených měřících míst s názornou ukázkou pro umístění snímače na měřící místo a směr (Obr. 4-1). Program by byl po celou dobu měření uživateli pouze rádcem. Uživatel by měl mít možnost volby mezi tzv. pochůzkovým měřením, kdy je měřen jenom jeden směr a to pod úhlem 45° nebo pro běžné měření, kdy dochází

k měření ve směru vertikálním, horizontálním a axiálním. Měření ve všech třech směrech je zdlouhavější, ovšem mnohem lepší pro diagnostiku strojních zařízení, proto bych doporučil jeho přednastavení.

Zjednodušený postup měření potom může vypadat následovně:

1. Volba přednastaveného modulu (např. elektromotor, převodovka nebo sestava čerpadla, sestava ventilátoru apod.) nebo případné volby nebo úpravy modulu.
2. Začátek měření (s předchozí volbou modulu elektromotor):
 - EL. MOT L1 RV
 - EL. MOT L1 RH
 - EL. MOT L1 A
 - EL. MOT L2 RV
 - EL. MOT L2 RH
 - EL. MOT L2 A
3. Konec měření



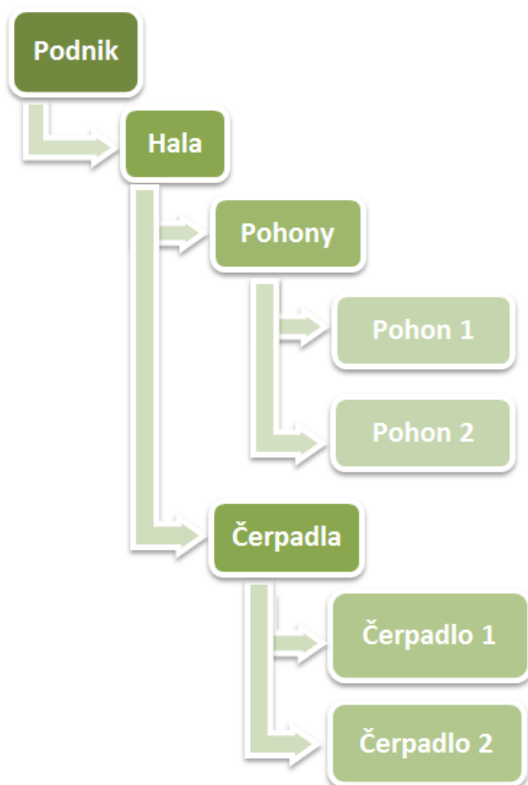
Obr. 4-1 Znázornění možného vyobrazení pro asistenci při měření na motoru [16]

Pro standardní nastavení jednotlivých měření bych doporučil následující nastavení přístroje pro vhodný sběr dat, viz Tabulka 3.

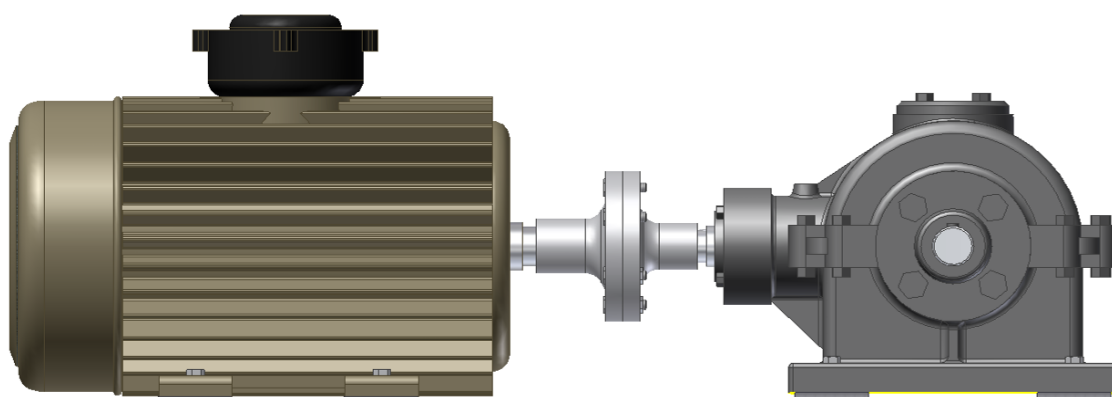
Tabulka 3 Doporučené nastavení pro základní měření

Veličina	Typ	Frekvenční rozsah	Nastavení měření
rychlost	RMS v pásmu dle ISO	10 - 1000 Hz	4096 vzorků
rychlost	spektrum	1 - 6 400 Hz	25 600 line
rychlost	spektrum	1 - 800 Hz	6400 line
rychlost	časový signál	1 - 6 400 Hz	65 536 vzorků
zrychlení	RMS v pásmu	500 - 16 400 Hz	25 600 vzorků
zrychlení	spektrum	10 - 25 600 Hz	25 600 line
zrychlení	časový signál	1 - 25 600 Hz	65 536 vzorků

Pochůzka – v tomto prostředí by mělo být možné předem vytvořit pochůzku, resp. vytvořit stromovou strukturu strojních zařízení s jednotlivými stupni hierarchie, ze kterých se pochůzka bude skládat. Struktura stromu by mohla vypadat následovně:



Pod nejmenší položkou, která je v předchozím stromu uvedena, by si pak uživatel mohl volit z již předdefinovaných sestav zařízení (viz Obr. 4-2) nebo z jednotlivých komponent sestavit vlastní zařízení. Tyto přednastavené sestavy nebo komponenty by měly v sobě již předdefinované měřicí místa, směry, ale také expertní moduly, včetně přednastavených požadavků na vstupní informace, které jsou nutné pro funkčnost expertních modulů.



Obr. 4-2 Pohled na možné vyobrazení sestavy pohonu - motor, spojka, převodovka, pro použití v expertním systému

Pro správnou funkci expertního systému je třeba dodat vstupní informace pro moduly tohoto systému. Například při použití předdefinovaných sestav by byly následující požadavky, které by musel uživatel zadat:

- Nejdůležitější informace pro analýzu dat je informace o pracovních otáčkách strojního zařízení. Podle této hodnoty se rozlišuje první harmonická frekvence. V případě nezadání této hodnoty nebo v případě, že zařízení pracuje s proměnnými otáčkami, musí expertní systém získat informaci o otáčkách z první největší amplitudy ve spektru vibrací a to v rozsahu 10 až 100 Hz, protože v tomto rozsahu pracuje většina strojních zařízení. Samozřejmě při špatném stanovení otáčkové frekvence budou následná vyhodnocení expertního systému chybná. Například při velké nesouososti, kdy je druhá harmonická amplituda větší než otáčková, bude

za otáčkovou frekvenci považována největší amplituda, což je druhý násobek otáčkové, což posléze povede k špatným vyhodnocením. Podrobněji je problematika zpracována v kapitole 5.1.

- Dalším požadavkem by mohlo být rozdělení strojů dle normy ČSN ISO 10816. Tato norma sice není závazná, ale udává doporučení pro hodnoty celkové rychlosti vibrací strojů dle rozdělení podle typu stroje, výkonu a uložení. Podrobněji viz kap. 5.2.

- Dalšími doplňujícími hodnotami, souvisejícími s daným typem zařízením, by mohlo být např.: počet lopatek (ventilátory, čerpadla apod.), převodové poměry nebo počet zubů (převodovky), druh ložisek (kluzná, valivá), typ ložiska (radiální, axiální), označení ložiska (číslo), pro určení poruchových frekvencí ve spektru a spousta dalších doplňujících informací. Tyto doplňující hodnoty by sloužily pro vyhodnocení v různých modulech, kterými se ovšem v této práci z hlediska obsáhlosti nezabývám a omezují se na základní problematiku.

5 Metody vibrodiagnostiky a jejich využití v expertních systémech.

5.1 Stanovení aktuálních otáček ze spektra vibrací

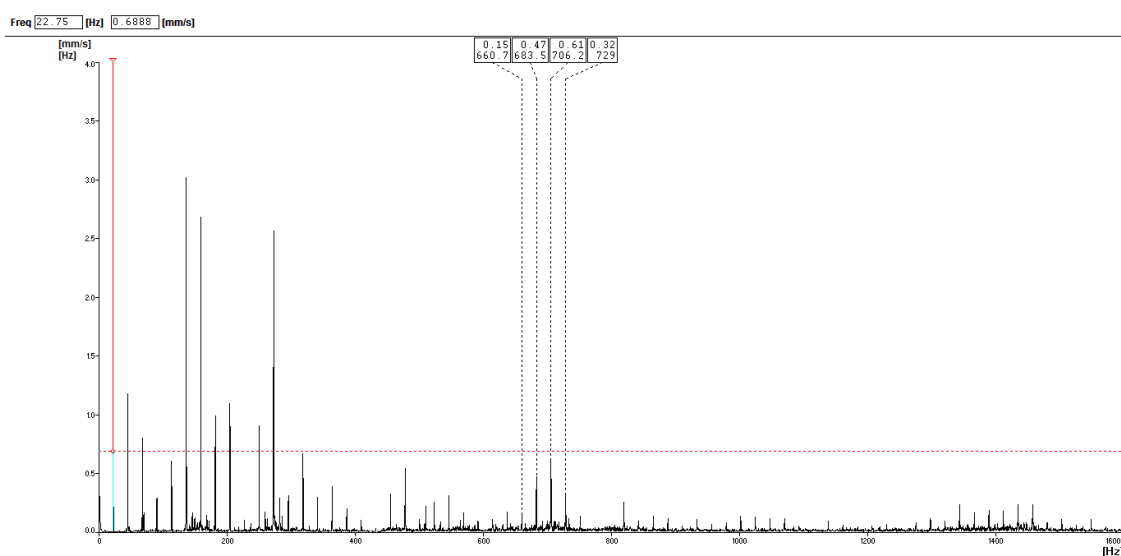
Jak již bylo řečeno, otáčky zařízení jsou jednou z nejdůležitějších informací pro správné vyhodnocení základních mechanických projevů poruch strojních zařízení, např. nesouosost, nevyváženost apod., ale i pro stanovení alarmových hodnot. Proto je tato informace pro nás jednou z nejdůležitějších hodnot pro správné vyhodnocení základních závad. Nezná-li uživatel aktuální otáčky zařízení nebo je nemůže změřit, je třeba provést vyhodnocení za pomoci rozboru spektra rychlosti vibrací.

Pro základní stanovení otáčkové frekvence a její využití v expertních systémech navrhuji, aby systém bral jako otáčkovou frekvenci první amplitudu ve spektru rychlosti. Tato amplituda musí být ovšem vyšší než 0,5 mm/s (měřeno v efektivní hodnotě) a musí ležet na vyšší frekvenci než 10 Hz. Hodnota amplitudy s velikostí 0,5 mm/s byla stanovena pro eliminaci subharmonických (celočíslný podíl základní frekvence) amplitud nacházejících se ve spektru. Tyto subharmonické amplitudy frekvence mají většinou velikost amplitudy do 0,5 mm/s, proto pro správnou identifikaci otáčkové frekvence navrhuji nebrat v úvahu nižší velikosti amplitud. Také omezení pro frekvence pod 10 Hz souvisí se subharmonickými amplitudami a nízkofrekvenčním šumem.

Tento postup označení první amplitudy ve spektru za otáčkovou, s již zmíněnými podmínkami, považuji za dostatečně vyhovující pro použití v expertních systémech. Pro tento modul není třeba zadávat žádné vstupní data, pouze by uživatel mohl být vyzván pro potvrzení programem zjištěných otáček, popř. zadání vlastních.

V případě, že je na strojním zařízení přítomnost vyšších subharmonických a interharmonických špiček, tyto se vyskytují z pravidla při problémech se základy, rámem nebo s měkkou patkou a jiné. V těchto případech může dojít k chybné identifikaci otáčkové složky. Jistou možností pro identifikaci otáčkové frekvence by mohlo být porovnání vyšších špiček ve spektru s analýzou postranních pásem, viz Obr. 5-1. Z obrázku je patrné, že ve spektru je přítomno velké množství harmonických násobků. Není zprvu patrné, zda otáčkovou složkou je dominantní amplituda na frekvenci 45,5 Hz nebo první amplituda na frekvenci 22,75 Hz. Zprvu by mohlo dojít k

milnému přiřazení otáčkové frekvence jejímu násobku. Dominance druhého harmonického je v tomto případě zapříčiněna nesouosostí zařízení. Pro eliminaci tohoto chybného přiřazení se můžeme zaměřit na postranní pásma jednotlivých špiček ve spektru, ovšem ve vyšších frekvencích, řádově nad 500 Hz, kde by se neměly již vyskytovat interharmonické násobky, které by mohly opětovně vést k milné interpretaci. Vezmeme-li dominantní špičku ve spektru ve vyšších frekvencích a má-li přítomné postranní amplitudy, můžeme z frekvenčního rozdílu mezi těmito amplitudami usuzovat na hodnotu otáčkové frekvence. V tomto případě je otáčkovou frekvencí první amplituda ve spektru.



Obr. 5-1 Spektrum rychlosti s označením otáčkové frekvence 22,75 Hz

Velký počet špiček ve spektru je způsoben již velikým stupněm opotřebení, u nových nebo málo opotřebovaných zařízení se nemusí tyto špičky vůbec vyskytovat, což vede k omezené možnosti využití tohoto způsobu identifikace otáček. Toto vyhodnocení bych doporučoval pro zkušené uživatele, vyhodnocení za pomoci expertního systému by mohlo být velmi problematické, proto je nedoporučuji.

5.2 Stanovení alarmových hodnot za pomoci rychlosti vibrací

Stanovení alarmových hodnot pro včasné varování obsluhy o zhoršujícím se stavu zařízení je jednou z nejdůležitějších a současně nejproblematictější záležitostí. Správné a včasné upozornění na zhoršující se stav strojního zařízení umožní obsluze včasnou

reakci a možnost odpovídající reakce na vzniklou situaci (promazání, zlepšení provozních podmínek, příprava opravy, objednání dílů apod.).

Jednou z nejpoužívanějších metod ve vibrodiagnostice je vyhodnocení technického stavu dle celkových hodnot vibrací. Postupy i doporučení pro hodnocení vibrací je uvedeno v normách, např. ČSN ISO 10816: 1998, viz Tabulka 4.

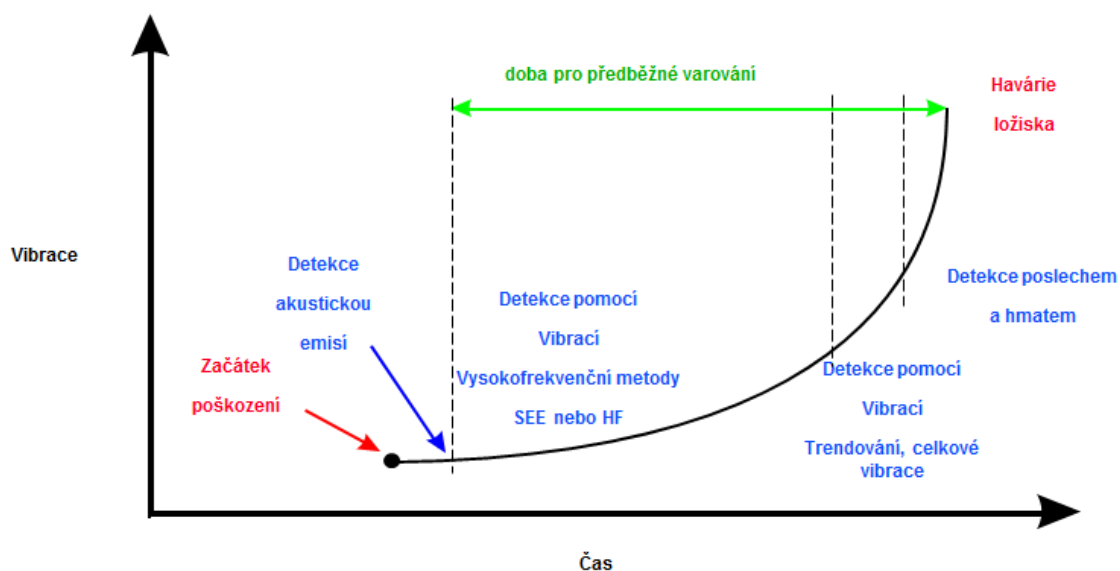
Tabulka 4 Doporučené celkové vibrace v jednotlivých pásmech dle normy [7]

Efektivní hodnota rychlosti vibrací [mm/s]	Třída I Malé stroje do 15KW	Třída II Středně velké stroje 15-75KW	Třída II Velké stroje na pevných základech > 75KW	Třída IV Velké stroje na měkkých základech > 75KW	
0,28					
0,45					
0,71					
1,12					
1,8					
2,8					
4,5					
7,1					
11,2					
18					
28					
45					

A	Stav nového stroje.
B	Za tohoto stavu je provoz stroje dovozen po neomezeně dlouhou dobu.
C	Přípustný je krátkodobý provoz stroje, z pravidla jen do doby nejbližší možné opravy.
D	Stav je neuspokojivý, hrozí poškození stroje.

Základním nastavením alarmu expertního systému by mělo mít jedno z nastavení pro celkovou rychlost vibrací dle normy. Tuto hodnotu si samozřejmě může uživatel nastavit dle provozních potřeb. Spoléhat se pouze na alarmy stanovené dle rychlosti vibrací by nebylo příliš vhodné, vzhledem k závislosti rychlosti vibrací na otáčkách a také na zatížení (podrobněji v kapitole 6.4.2). Použití této metody má také úskalí vzhledem k dlouhé době, než se porucha, např. porucha ložiska, projeví zvýšením celkové rychlosti vibrací.

Možnosti přibližné identifikace vznikající poruchy jsou znázorněny na Obr. 5-2. Na tomto obrázku je patrné, že detekce poruchy je až v závěrečné fázi, čímž ztrácíme výhodu včasného varování v porovnání s ostatními metodami. Včasná detekce nám má dát dostatečnou časovou rezervu pro naplánování vhodné odstávky zařízení, dále také na přípravu opravy, zajištění náhradních dílů, materiálu, personálu atd. Vzhledem k velké prodlevě detekce poruchy bude docházet vlivem zvýšených vibrací k neúměrnému opotřebení ostatních komponent strojního zařízení nebo až k destrukci některých z dílů. Proto je vhodné kombinovat tuto metodu s jinými metodami, jako je např. stanovení alarmových hodnot za pomoci zrychlení.



Obr. 5-2 Časový průběh poškození ložiska s vyznačením možností identifikace poruchy, vlastní lit. [16]

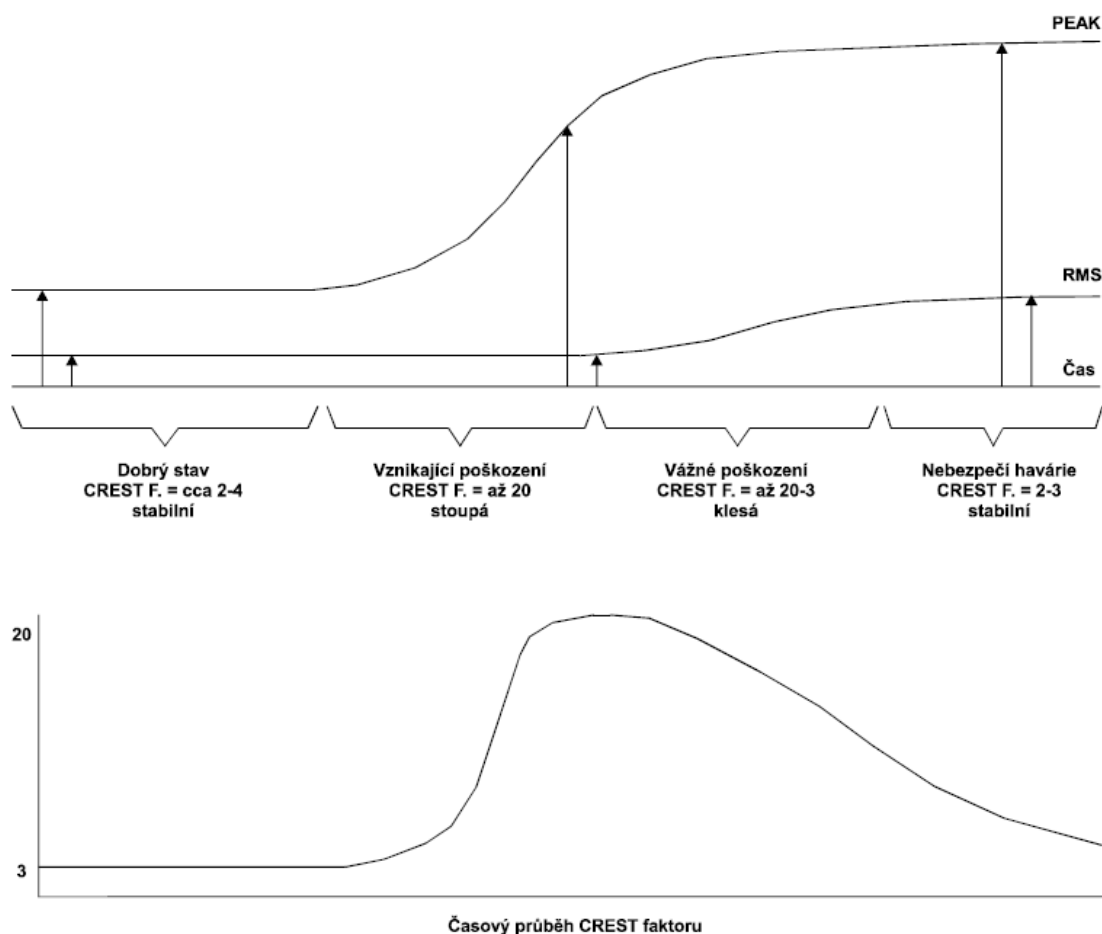
5.3 Stanovení alarmových hodnot za pomoci zrychlení vibrací

Využití zrychlení pro stanovení alarmových hodnot je v porovnání s rychlostí vibrací velmi vhodné. Zrychlení mnohem dříve reaguje na zhoršující se provozní stav a není prakticky závislé na zatížení, pouze na otáčkách a samozřejmě na poškození. Doporučuji sledování efektivní hodnoty vibrací v pásmu od 500 do 15 000 Hz (nebo dle přednastavených možností přístroje do 16 400 Hz), kdy dochází k největšímu projevu vad zařízení, např. pittingu u ložisek.

5.4 Crest faktor

Pro tvorbu této kapitoly byla využita literatura [6] a [8]

Crest faktor je jednou z metod, která je používána pro vyhodnocení stavu ložiska. Crest faktor je vyjádřen poměrem PEAK/RMS, jeho velkou výhodou je jeho brzká reakce již na malé poškození ložiska. Ovšem jeho velkou nevýhodou je, že hodnoty se při větším poškození zase vrací na původní stav, který odpovídal nepoškozenému ložisku. Metoda proto není využívána jako základní, ale jako doplňková. Průběh hodnot v závislosti na poškození je vyobrazen na Obr. 5-3. Praktické použití této metody při diagnostice ložisek je provedeno v kapitole 6.7.



Obr. 5-3 Zobrazení vývoje Crest faktoru v průběhu životnosti ložiska [10]

5.5 Metoda Kurtosis

Pro tvorbu této kapitoly byla využita literatura [6], [8], [9]

Kurtosis – tato metoda posuzuje statistické rozdělení amplitud chvění se zřetelem na odchylku od normálního rozdělení, většinou ve frekvenčním rozsahu 2,5 – 80 kHz. Kurtosis faktor se sleduje v pěti frekvenčních pásmech. Hodnotí se podle K – faktoru.

V případě Kurtosis faktoru je hlavním předpokladem, že nepoškozené ložisko generuje pouze náhodný šum, který má normální (Gaussovo) rozdělení. V případě že vzrůstá poškození ložiska, vzrůstá také množství vyšších špiček a rozdělení již nesplňuje úvodní předpoklady.

Z matematicko - statistického pohledu není Kurtosis nic jiného, než výpočet špičatosti signálu, který je použitelný jako indikátor normálního rozdělení (hodnota = 3). V případě že hodnota faktoru narůstá, znamená to i vzrůstající poškození ložiska.

$$KA = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 \cdot p(x) dx}{\sigma^4}$$

x - amplituda signálu, \bar{x} – střední hodnota, $p(x)$ – pravděpodobnost (x),

σ - standardní odchylka vůči nulovému signálu

Praktické použití této metody a dosažené výsledky jsou popsány v kapitole 6.7.

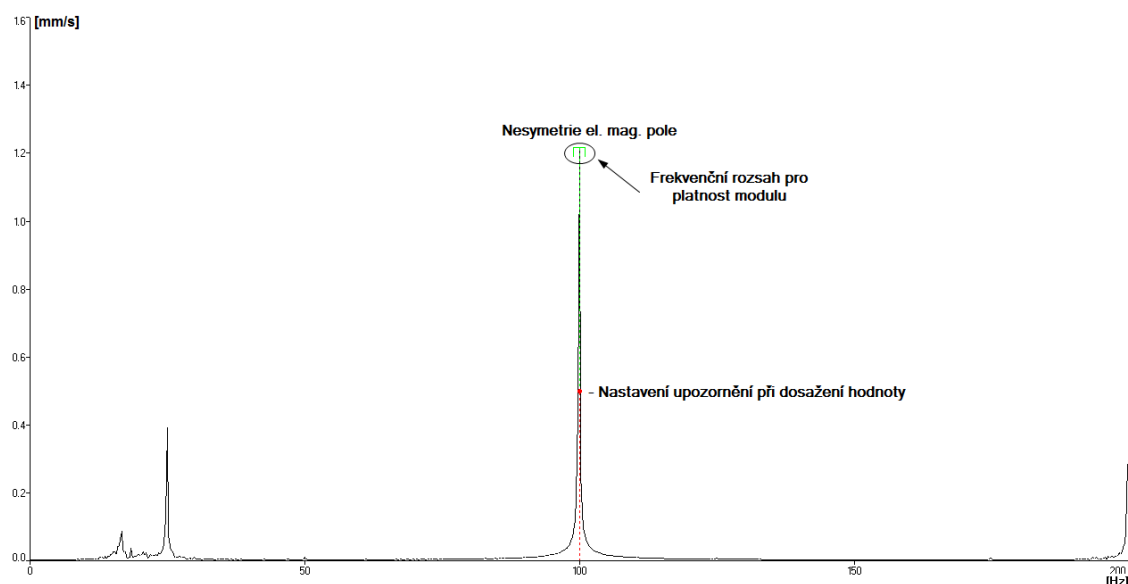
Obvyklé rozdělení v pásmech:

- K1 2,5 – 5 kHz
- K2 5 – 10 kHz
- K3 10 – 20 kHz
- K4 20 – 40 kHz
- K5 40 – 80 kHz

5.6 Modul pro odhalení nesymetrie elektromagnetického pole

Pro odhalení závady nesymetrie elektromagnetického pole motoru lze použít jednoduchý modul pro expertní systémy. Projev nesymetrie elektromagnetického pole se projevuje na dvojnásobku síťové frekvence. V našich podmínkách 50 Hz. Pro lepší rozeznání frekvence lze použít spektrum s malým rozsahem do 200 nebo 400 Hz s velkým počtem čar. Potom lze hledat nejvyšší špičku ve frekvenčním spektru rychlosti v pásmovém rozsahu 99 až 101 Hz s nastavením upozornění dle tabulky (Tabulka 5).

Tento způsob vyhodnocení lze již nadefinovat např. v programu DDS 2011, kde pod funkcí pásmové grafy můžeme dle tohoto návodu ručně nastavit požadovanou funkci, která nás v případě překročení nastavené maximální hodnoty upozorní na problém nesymetrie el. mag. pole. Praktický příklad je proveden na Obr. 5-4. **Podrobněji je tato problematika probrána v kapitole 6.3.**



Obr. 5-4 Praktický příklad znázornění poruchy nesymetrie magnetického pole v pásmovém grafu v DDS 2011

Pozn.: Tento modul nelze použít pro elektromotory řízené měničem frekvence. Pro jinou frekvenci sítě než 50 Hz je třeba upravit nastavení rozsahu frekvence. Pro jinou frekvenci sítě (f_s) je třeba nastavit vyhodnocovací pásmo od $2 \cdot f_s - 1$ do $2 \cdot f_s + 1$. Standardně lze počítat s frekvencí sítě 50 Hz a není třeba požadovat zadání frekvence sítě, ale musí být umožněno toto nastavení změnit.

Pro správnou funkci modulu je třeba zadat pouze rozmezí výkonu, ve kterém se výkon elektromotoru nachází (Tabulka 5).

5.7 Identifikace technického stavu při využití časového záznamu a návrh modulu přidírání rotoru

Časový záznam a možnosti jeho vyhodnocení jsou v současnosti velmi opomíjeným nástrojem. Spousta diagnostiků časový záznam a jeho vyhodnocení využívá zřídka nebo vůbec ne. To je ale obrovská škoda, protože časový záznam je nosičem spousty informací, které za pomoci spekter nelze vůbec nebo problematicky identifikovat. Proto se zabývám také touto problematikou v disertační práci. Vyhodnocování časových záznamů a jejich kombinace s dalšími nástroji technické diagnostiky může poskytnout cenný nástroj s velkým přínosem.

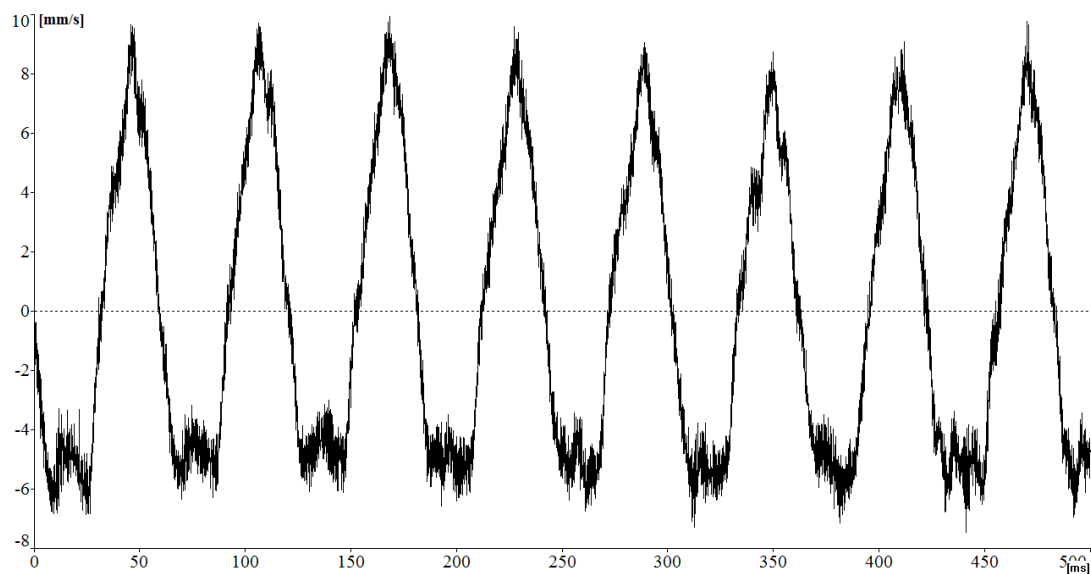
Na Obr. 5-5 je znázorněn časový signál s projevem poruchy přidírání rotoru, resp. dochází k tření rotoru o stator. Na obrázku je patrný rozdíl mezi ořezanou a neořezanou půlvlnou časového záznamu. Identifikace tohoto problému je nejvhodnější pouhým pohledem s využitím základních znalostí a zkušeností, ovšem pro softwarové použití je mnohem náročnější definovat způsob zadávání a hodnocení.

Nejjednodušším řešením pro expertní systémy se nabízí hodnocení rozdílů špiček kladných půlvln vůči špičkám záporných vln. Pokud poměr průměrných hodnot maximálních špiček kladných vln a záporných vln bude větší než přibližně 20 %, měl by systém upozornit na možnou přítomnost přidírání rotoru. Tento způsob se jeví jako velmi vhodný pro použití v expertním systému i s jistými úskalími, které můžou nastat.

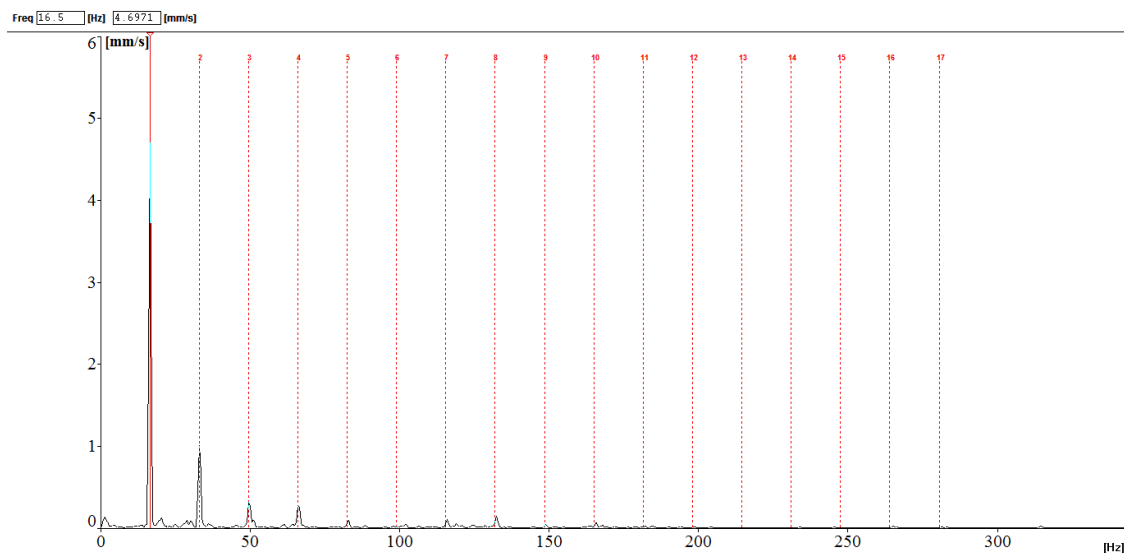
Možné úskalí tohoto způsobu identifikace z časového signálu přináší další praktický příklad, naštěstí se jedná o velmi ojedinělý případ. Na Obr. 5-7 je znázorněn časový průběh efektivní hodnoty vibrací v horizontálním směru. V tomto případě se jednalo o rozsáhlou trhlinu v rámu, která umožňovala s rozevíráním trhliny větší výkyv v záporném směru, zatím co v kladném směru docházelo k zavření trhliny a tím i k menší poddajnosti. Trhlina byla natolik rozvinutá, že spektrum rychlosti vůbec neukázalo na problém uvolnění, pouze dominovala první harmonická složka, která by měla ukazovat na problém nevyváženosti (viz Obr. 5-8).

I přes to, že by v tomto případě byla expertním systémem identifikována porucha přidírání rotoru, nebyl by systém až tak vzdálen od pravdy, v obou případech dochází k projevům různé poddajnosti a tuhosti v kladném a záporném směru. Naštěstí se praskliny rámu takového rozsahu vyskytují opravdu výjimečně, proto bych považoval

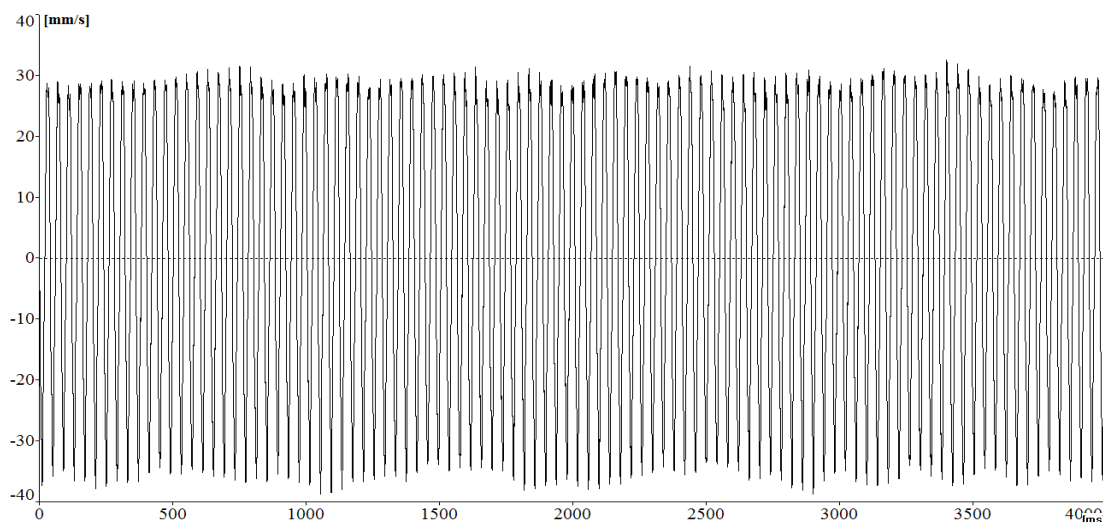
tento modul přidírání rotoru jako velmi vhodný. Podrobněji k tomuto případu prasklého rámu viz kapitola 6.2.



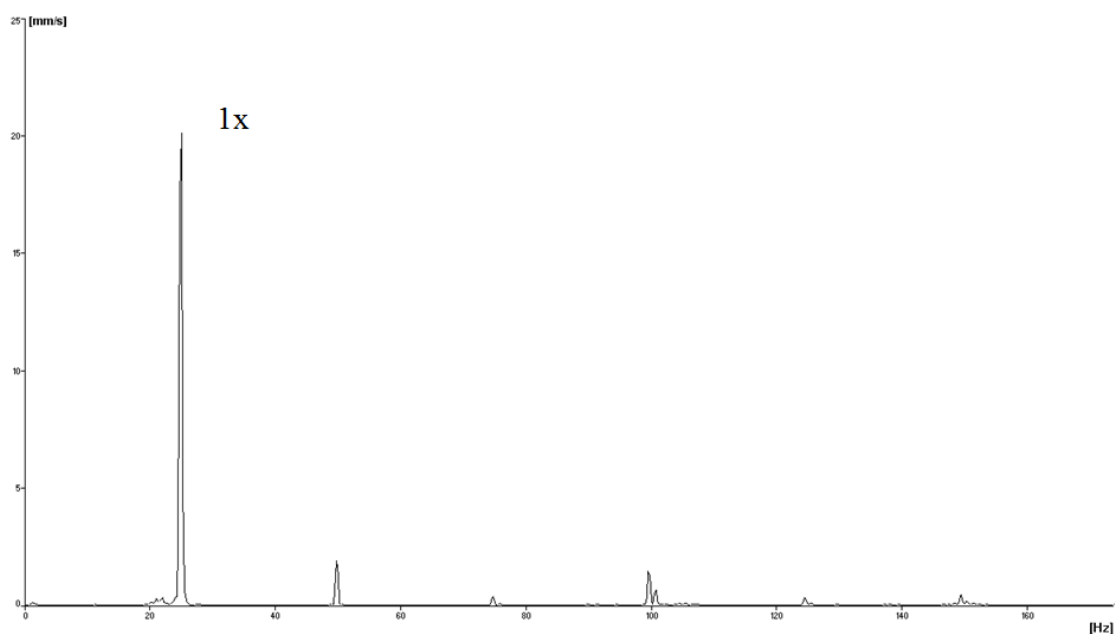
Obr. 5-5 Znáornění časového záznamu vibrací s přidíráním rotoru elektromotoru.



Obr. 5-6 Znáornění frekvenčního spektra rychlosti s harmonickými násobky otáčkové frekvence s vadou přidíráním rotoru elektromotoru.



Obr. 5-7 Časový záznam s mírnou nesymetrií rychlosti vibrací elektromotoru v horizontálním směru,
max. rozkmit + 30 až – 40 mm/s

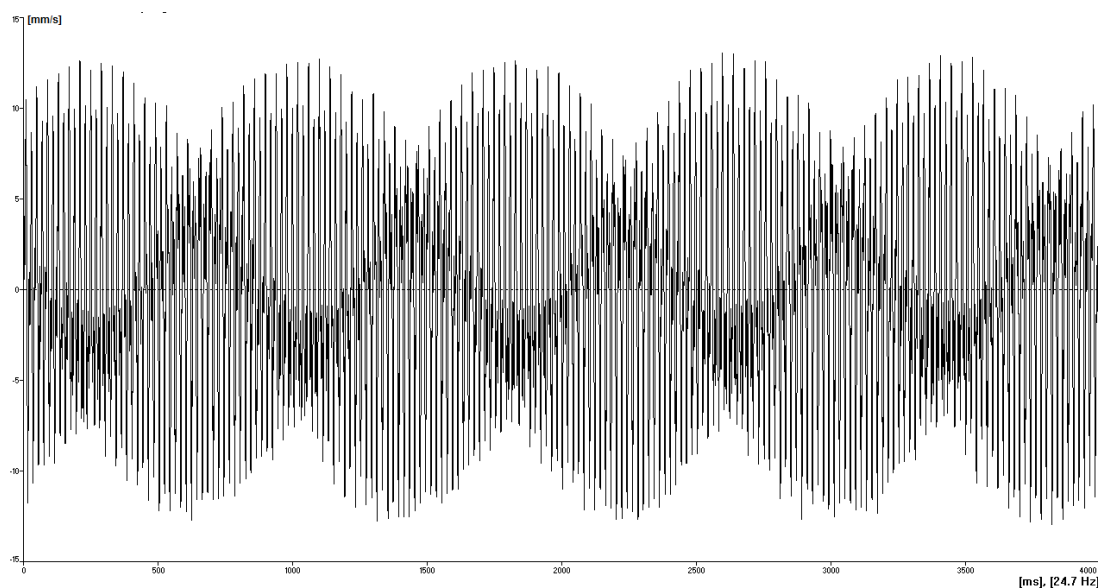


Obr. 5-8 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací elektromotoru s mírnou nesymetrií vlny

5.7.1 Zážnějové vibrace

Zážněje vznikají u amplitud s blízkou frekvencí, kdy postupně dochází k jejich sčítání a odčítání, tudíž ve výsledku se projevují velkým kolísáním vibrací. V ideálním případě, kdy by byly přítomny pouze dvě stejně velké amplitudy, by docházelo ke střídavému kolísání vibrací od dvojnásobku amplitudy, až po úplný zánik vibrací. Frekvence střídavého zesilování a zeslabování je u zážnějové frekvence závislá na rozdílu frekvencí tvořících zážněje.

Na Obr. 5-9 je znázorněn praktický příklad vzniku záznějové frekvence, kdy dochází ke snižování a zvyšování vibrací. Identifikovat zázněje lze často i pouhým poslechem, kdy je slyšet snižování a zvyšování hlučnosti zařízení. Podmínkou je, že velikosti amplitud, které tvoří záznějové vibrace, musí mít mimo již zmiňované také dostatečnou velikost amplitud, aby byly slyšitelné popř. identifikovatelné v časovém záznamu vibrací.



Obr. 5-9 Praktický příklad záznějových vibrací v časovém záznamu

6 Skupiny strojů, jejich projevy a diagnostika

6.1 Spalovací motory

Při použití spalovacích motorů se jedná o velmi specifický pohon, který se projevuje proměnnými projevy. Je třeba si uvědomit, že projev těchto spalovacích motorů je ovlivněn řadou specifických faktorů. V první řadě je třeba brát v úvahu spalovací proces, resp. silné detonace, které vznikají v důsledku stlačení a zapálení nebo vznícení směsi ve spalovacím prostoru, což je doprovázeno značnými vibracemi.

V případě čtyřdobých (čtyřtaktních) motorů dochází ve spalovacím prostoru, ke čtyřem pracovním dobám: sání, stlačení (komprese), výbuch (expanze), výfuk. To vše proběhne za dvě otáčky klikového hřídele. V případě jednoho válce dojde k nejvýraznějšímu projevu za dvě otáčky motoru, což se projeví ve frekvenčním spektru na 1/2 otáčkové frekvence. V případě dvouválcového motoru bude nejvýraznější projev na otáčkové frekvenci, u čtyřválcového na dvojnásobku a u šestiválcového na trojnásobku otáčkové frekvence. Pro vyjádření frekvence spalování f_{sp} , která je ve frekvenčním spektru způsobena zápaly stanovují následovný jednoduchý vzorec pro výpočet:

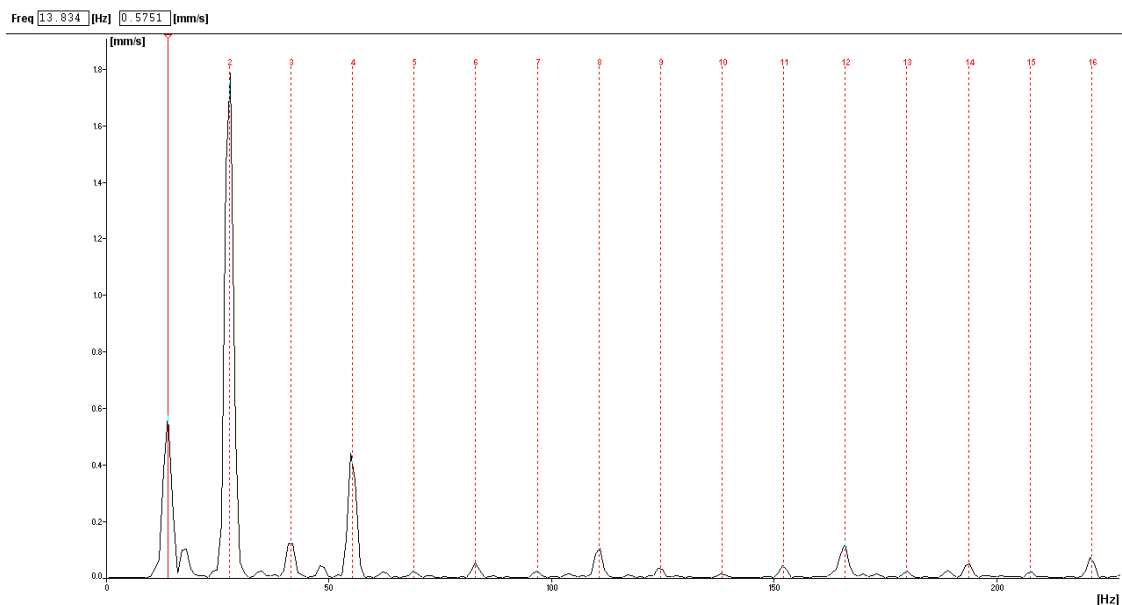
$$f_{sp} = \frac{\text{počet válců} \cdot f_n}{2} \quad [\text{Hz}] \quad (6-1)$$

f_{sp} ... frekvence spalování

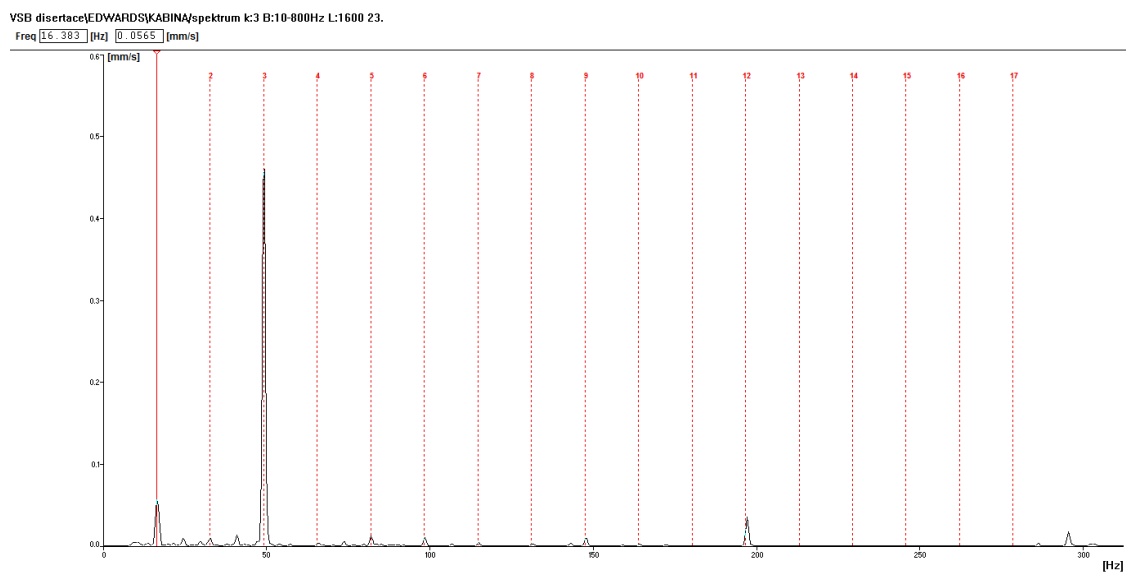
f_n ... otáčková frekvence klikového hřídele motoru

Tato frekvence bývá ve spektru často dominantní a svou velikostí amplitudy často předčí i amplitudu vibrací způsobenou od nevyváženosti. Dominance amplitudy způsobené frekvencí spalování je výrazná v nižších otáčkách, se zvyšujícími se otáčkami dochází ke snižování této amplitudy, zatímco u amplitudy způsobené nevyvážeností dochází k nárůstu na otáčkové frekvenci. Působení těchto amplitud má velký vliv na chování celé soustavy, zejména je nutné brát v úvahu, že pokud je buzena celá konstrukce násobkem otáčkové frekvence, může docházet k dřívějšímu dosažení rezonanční frekvence a tím k nadměrnému rozkmitání celé soustavy.

Na Obr. 6-1 lze vidět výraznou dominanci druhého násobku otáčkové frekvence ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací. Toto měření bylo provedeno při volnoběžných otáčkách na rámu stroje, tudíž již po přechodu vibrací přes silentbloky a vlivu jejich tlumících účinků. I přes to jsou rámem přenášeny výrazné vibrace, které je třeba mít na paměti při vyhodnocování technického stavu strojního zařízení.



Obr. 6-1: Frekvenční spektrum rychlosti vibrací čtyřdobého čtyřválcového motoru, měřeno na rámu konstrukce stroje.



Obr. 6-2 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací čtyřdobého šestiválcového motoru, měřeno na rámu konstrukce stroje.

V případě dvoudobých (dvoutaktních) motorů dochází ve spalovacím prostoru také k průběhu čtyř pracovních dob, to vše ovšem proběhne za jednu otáčku klikového hřídele. Projevy i působení amplitudy na spalovací frekvenci je analogické jako v předchozím případě. Vzorec pro výpočet frekvence spalování je:

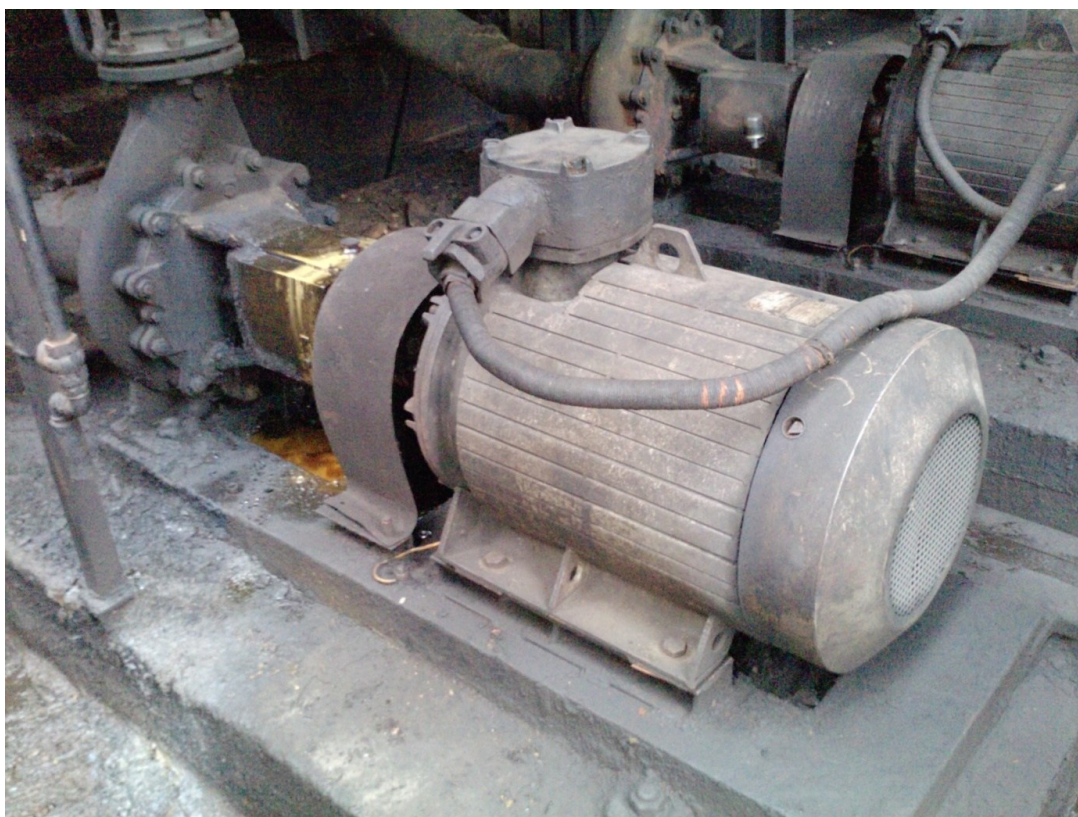
$$f_{sp} = \text{počet válců} \cdot f_n \quad [\text{Hz}] \quad (6-2)$$

6.2 Čerpadla

Pro tvorbu této kapitoly byla využita vlastní literatura [12], [16] a [17]

6.2.1 Diagnostika čerpadel

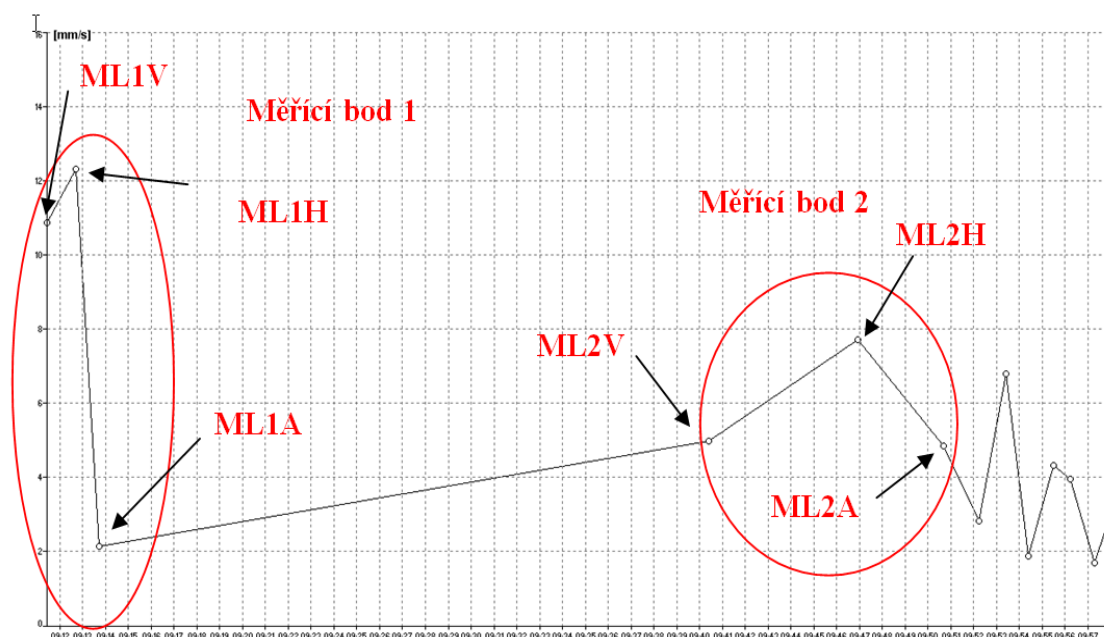
V případě čerpadel jsem měl možnost zabývat se širokým spektrem čerpadel různých typů i výkonů. Nejčastějšími problémy bylo špatné ustavení, špatné základy nebo rám, opotřebovaná ložiska, spojka atd. Pro pochopení specifické problematiky zde uvedu řešení a závěry z vybraných případů diagnostiky čerpadel.



Obr. 6-3 Celkový pohled na sestavu jednoho z čerpadel, vlastní lit. [12]

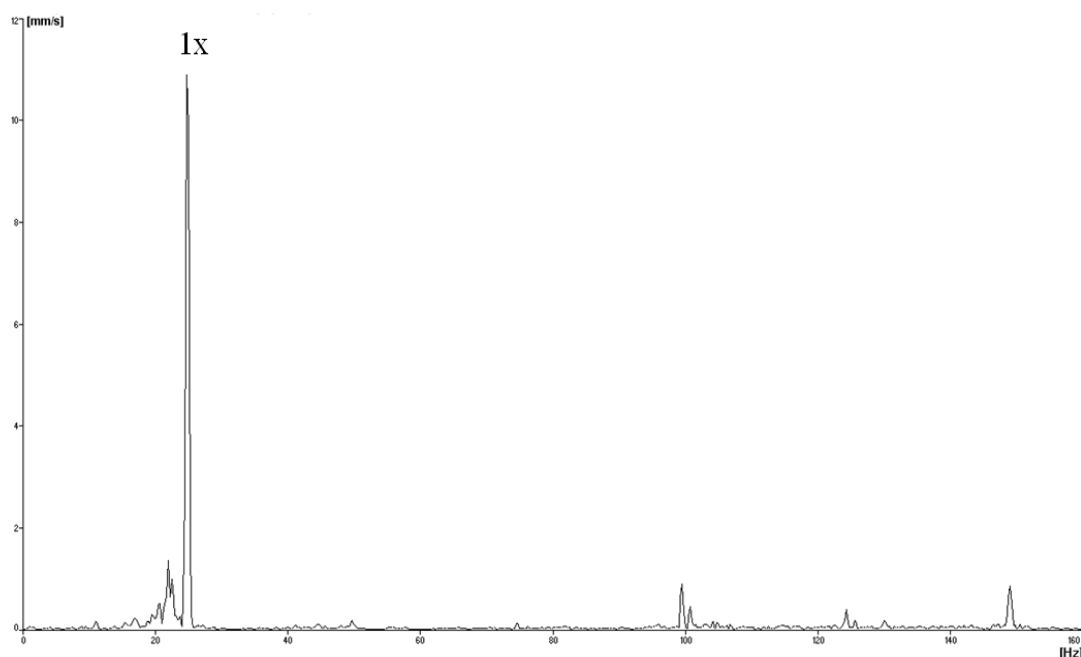
V tomto případě byla diagnostikována sestava horizontálního čerpadla (asynchronní elektromotor, spojka, čerpadlo) s výkonem asynchronního elektromotoru 55 kW a štitkovými otáčkami 1475 min^{-1} .

Podle vysokých hodnot vibrací jednotlivých bodů (Obr. 6-4) je na první pohled patrné, že zařízení pracuje při působení nadměrných vibrací. Dle ISO 10 816 leží tato hodnota v pásmu D – hodnoty v tomto pásmu vibrací jsou natolik nebezpečné, že mohou vyvolat rychlé poškození stroje. Je nutné toto zařízení vyřadit z provozu v co nejkratší možné době, aby nedošlo k dodatečným škodám.



Obr. 6-4 Zobrazení efektivních hodnot vibrací všech měřených bodů ve frekvenčním pásmu 10 - 1000 Hz, vlastní lit. [12]

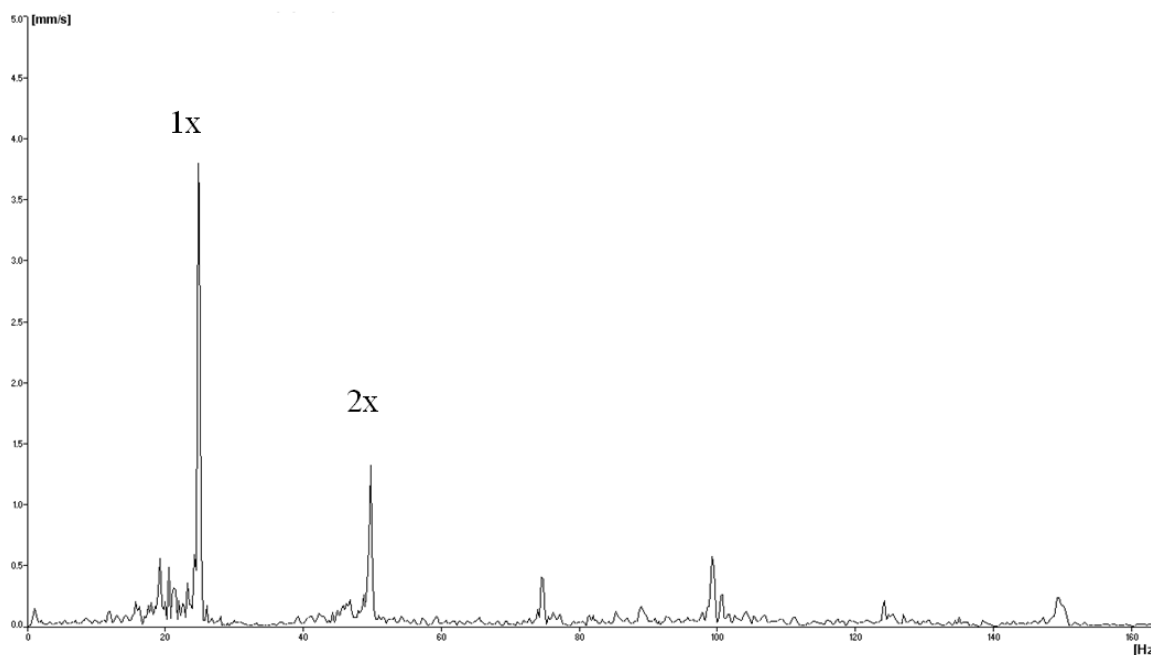
Analýzou naměřených dat si lze všimnout, že nejvyšších hodnot vibrací je dosahováno v horizontálních směrech. V horizontálním směru bývají vibrace zpravidla největší, díky nejmenší tuhosti konstrukce v tomto směru. Postupným vzdalováním od bodu ML1 se vibrace postupně snižují. Z toho plyne, že největší vibrace jsou na motoru a lze předpokládat, že s největší pravděpodobností bude problém v motoru. Proto můžeme soustředit naši pozornost přímo na motor včetně jeho uložení.



Obr. 6-5 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 1 v horizontálním směru (ML1H), vlastní lit. [12]

6.2.2 Rozbor frekvenčního spektra

Pohledem na horizontální frekvenční spektrum rychlosti vibrací v bodě ML1H (Obr. 6-5), můžeme nalézt dominantní otáčkovou frekvenci na hodnotě 24,75 Hz, což odpovídá otáčkám motoru přibližně 1485 min^{-1} (štítkové otáčky 1485 min^{-1}). Dle velikosti vibrací je na první pohled patrné, že se bude zřejmě jednat o mechanickou příčinu. Jasná dominance amplitudy na první otáčkové frekvenci nám nejdříve ukazuje na možnost přítomnosti velké nevyváženosti. Zatím co v případě měřicího bodu ML2 (Obr. 6-6) se s největší pravděpodobností jedná o špatnou souosost. Jednotlivá spektra na nás mohou působit trochu rozporuplně. Pro rozuzlení problému musíme využít zkušenosti a podívat se na problém s odstupem a nadhledem. V tomto případě stačí vizuálně zkontrolovat celé uchycení motoru. Na první pohled nás musí v první řadě překvapit přítomnost velkého počtu ustavovacích podložek, což může poukazovat na případné problémy se správným ustavením.



Obr. 6-6 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 2 v axiálním směru (ML2A), vlastní lit.
[12]

Z předcházejícího můžeme odhadovat, že problém bude širšího rázu. Umístíme-li snímač na několika místech na rámu stroje (U-profil), zjistíme, že hodnota vibrací je skoro shodná s hodnotami na měřených místech, až na jediné místo – LP, kde je hodnota vibrací podstatně menší, než na ostatních místech. Po drobném očištění rámu a odstranění značných nánosů špíny a rzi, lze pozorovat na mnoha místech velké praskliny ve svarech, které způsobily nízkou tuhost rámu a tím byly zapříčiněny vysoké vibrace celého motoru, které se potom přenáší do dalších částí sestavy čerpadla.

Na následujících fotografiích (Obr. 6-7 až Obr. 6-9) lze názorně vidět velikost trhlin v rámu. Tyto trhliny lze již identifikovat pouhým přiložením prstu na trhlínu, kdy lze cítit jejich rozevírání. Tato poškození jsou velmi rozsáhlá a závažná, je bezpodmínečně nutné provést celkovou opravu rámu, nejlépe však odstranit celý stávající rám (skládá se z několika profilů tvaru U) a nahradit novým rámem o tužší konstrukci, zvláště s výztuhami v příčném směru.

Současný rám je naprosto nevyhovující konstrukce, proto došlo k jeho postupnému zničení. Většina těchto „provizorních ráků“ vzniká po předchozí výměně mnohem starších a robustnějších motorů, výměnou za nové motory, které jsou stejného

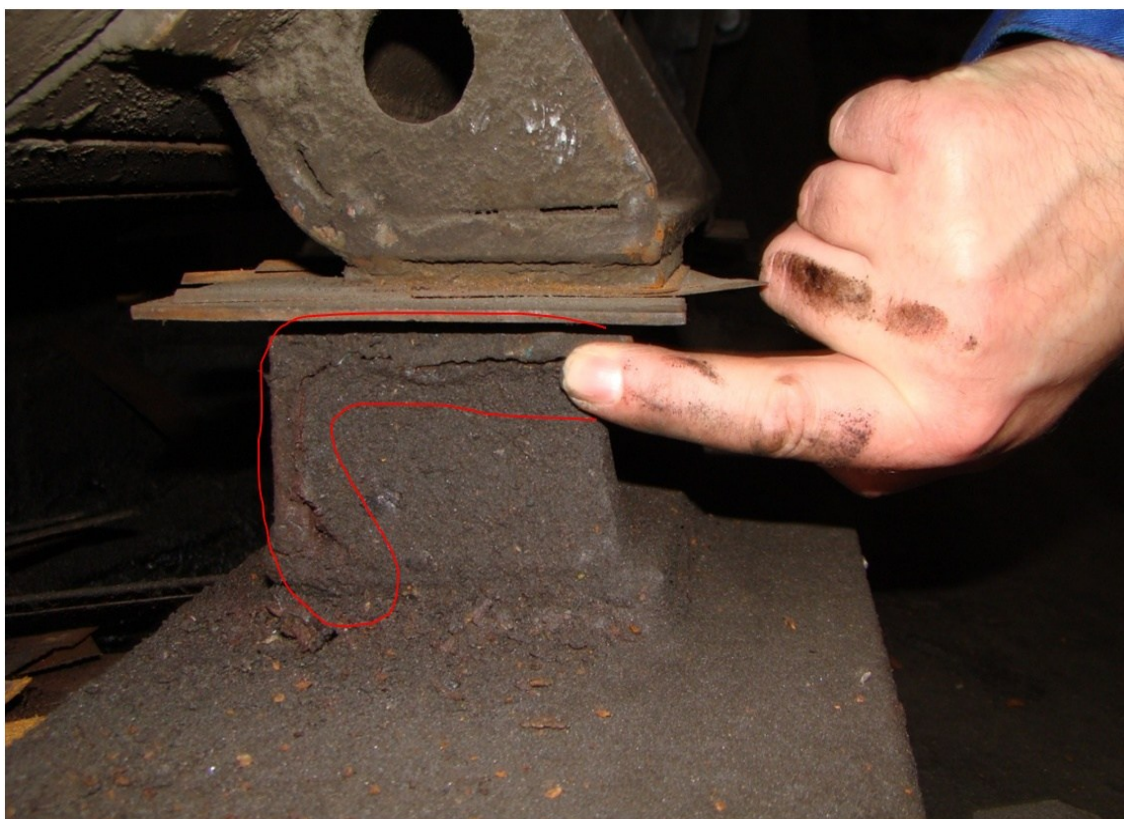
výkonu, ale menších rozměrů. Proto se často provádí na původním základu redukce na nový motor, resp. dojde k vytvoření dodatečného rámu na původním základu. V tomto případě bylo však použito naprosto nevhodné řešení málo tuhé konstrukce, u které muselo časem dojít k jejímu poškození a vzniku rozsáhlých prasklin.



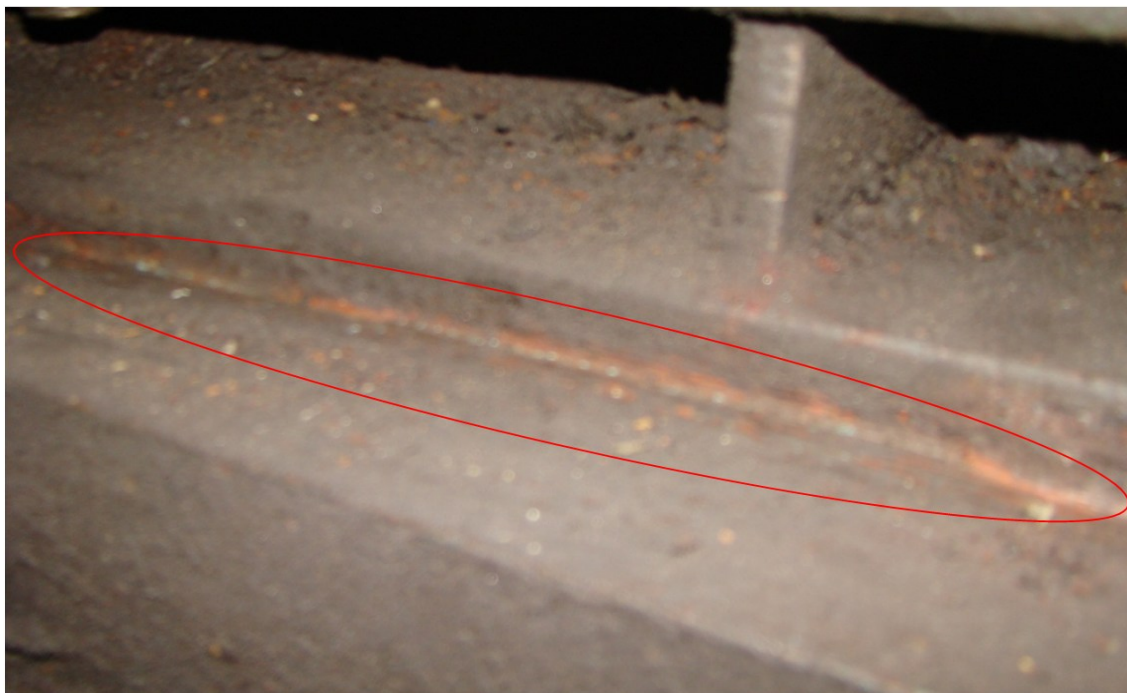
Obr. 6-7 Pohled na prasklinu rámu na levé zadní straně motoru (LZ Mot) [12]

Na Obr. 6-9 je zobrazení prasklého svaru mezi rámem a základem. V tomto místě došlo postupem času k přerušení svaru. Přerušení je možné detekovat již vizuálně nebo opětovně i pouhým prstem.

Porušení rámu jsou natolik rozsáhlá, že spektrum vibrací se nejevilo jako obvyklý případ mechanického uvolnění, ale odpovídalo typickému spektru pro nevyváženost. Proto při analýze technického stavu strojního zařízení je třeba postupovat komplexně a všimnout si jakýchkoliv detailů, které nám ve výsledku pomůžou identifikovat příčinu vysokých vibrací nebo zhoršení technického stavu strojního zařízení.



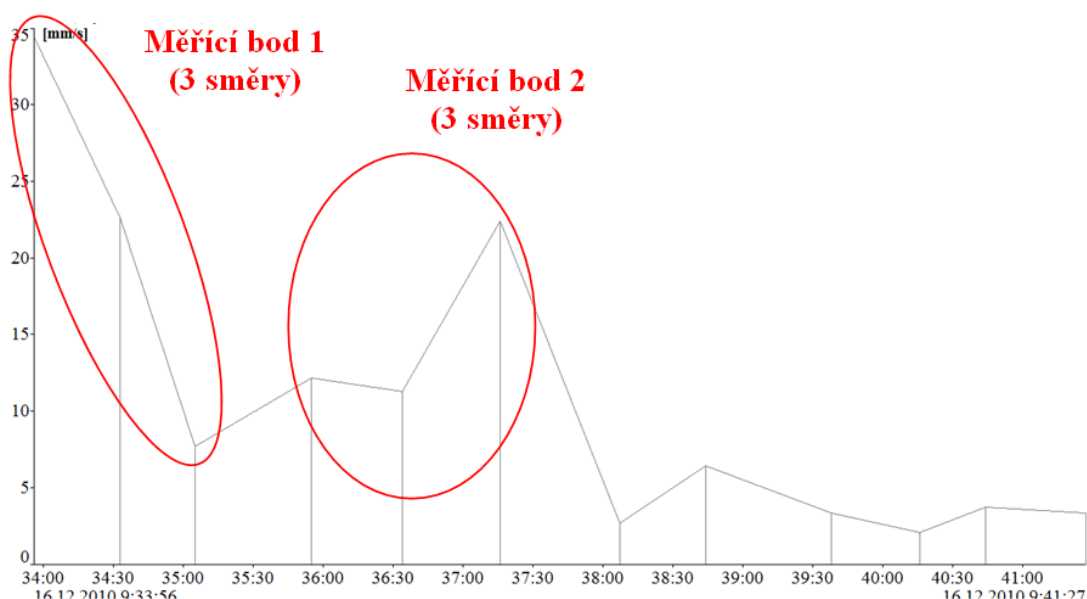
Obr. 6-8 Pohled na prasklinu rámu na pravé zadní straně motoru (PZ Mot) [12]



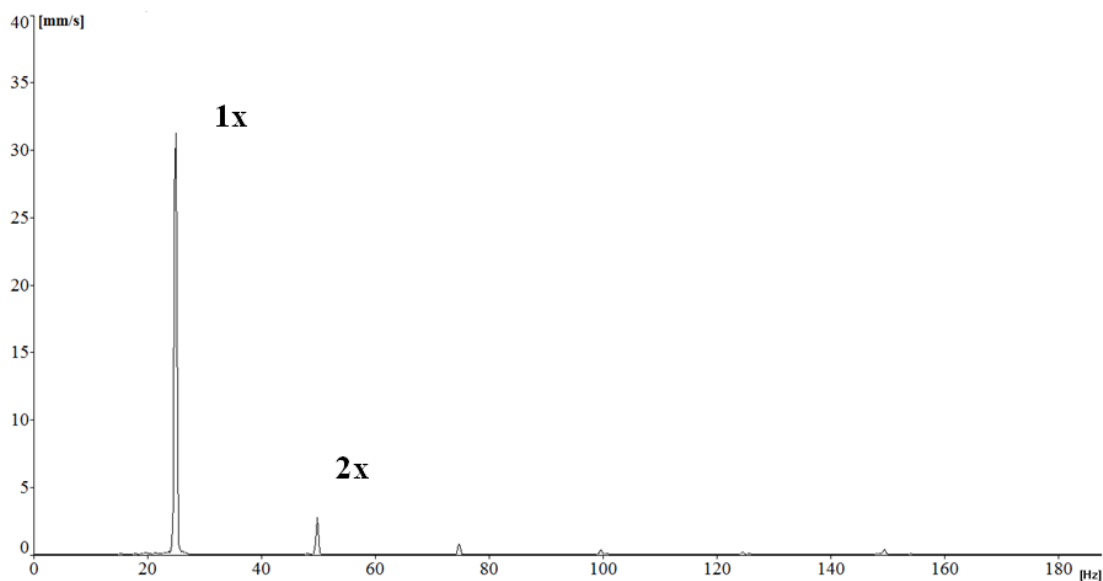
Obr. 6-9 Pohled na uvolnění rámu od základu na pravé straně motoru, vlastní lit. [12]

Vzhledem k tomu, že provozovatel nedbal doporučení a nechal čerpadlo v provozu i nadále, můžeme ještě porovnat razantně zvýšené hodnoty po opětovném

měření provedeném za měsíc. Na nadcházejících měřeních (Obr. 6-10 a Obr. 6-11) lze pozorovat, že došlo k výraznému zvýšení vibrací, v některých místech až na dvojnásobek. Toto je samozřejmě trvale neudržitelný stav, dochází ke značnému opotřebení zařízení a současně hrozí poškození zařízení nebo také kompletní destrukce zařízení. V měřicím bodě 1 dosáhla hodnota efektivních vibrací až 35 mm/s, špičková hodnota (peak) dosahuje dokonce až k 60 mm/s. Ve frekvenčním spektru nedošlo až na malé drobnosti k výrazným změnám, samozřejmě až výrazné zvýšení hodnoty vibrací. Ve spektru zůstává stále dominantní amplitudou amplituda na otáčkové frekvenci.



Obr. 6-10 Zobrazení efektivních hodnot rychlosti vibrací všech měřených bodů v pásmu 10-1000 Hz

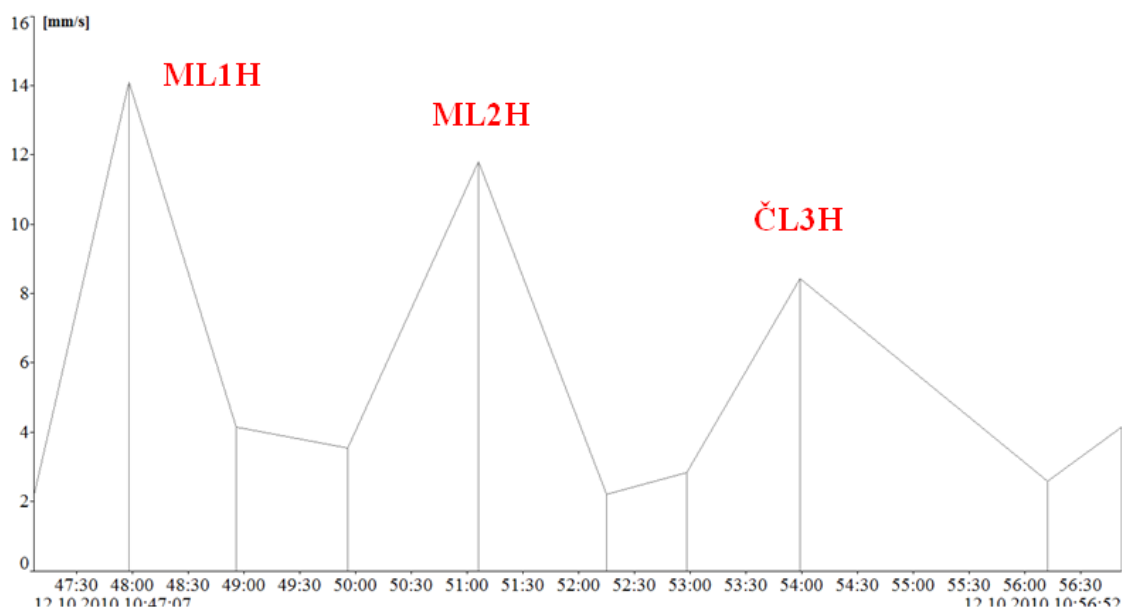


Obr. 6-11 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 1 v horizontálním směru (ML1H)

6.2.3 Modul pro diagnostiku málo tuhé konstrukce

S obdobnými typy poruch jsem se setkával poměrně často a nemuselo jít přímo o praskliny v rámu, ale o malou tuhost konstrukce nebo vadné, prasklé nebo uvolněné základy. Všechny tyto případy se projevují podstatným zvýšením vibrací v horizontálním směru (viz Obr. 6-12). Čím jsou tyto vibrace větší, tím více se zvětšuje nesouosost a ještě zvětšuje tyto vibrace. Samozřejmě většina strojů je poddajnější v horizontálním směru, takže je třeba vhodně definovat požadavky, při kterých by systém ohlásil nadměrnou poddajnost konstrukce nebo její závadu.

Vzhledem k velkému počtu konstrukcí, které jsou málo tuhé, bych navrhoval, aby hlášení o málo tuhé konstrukci bylo zobrazeno pouze pokud rozdíl mezi horizontálním a vertikálním směrem dosáhne 1,8 násobku celkové efektivní hodnoty rychlosti a bude této hodnoty dosaženo na dvou po sobě jdoucích měřících místech. Tento velmi jednoduchý modul by se mohl osvědčit jako jednoduchá, ale poměrně zajímavá pomůcka, zvláště při pochůzkové diagnostice, kdy měření jednotlivých bodů je provedeno samostatně a nelze porovnat tak jednoduše hodnoty rychlosti v jednotlivých bodech.



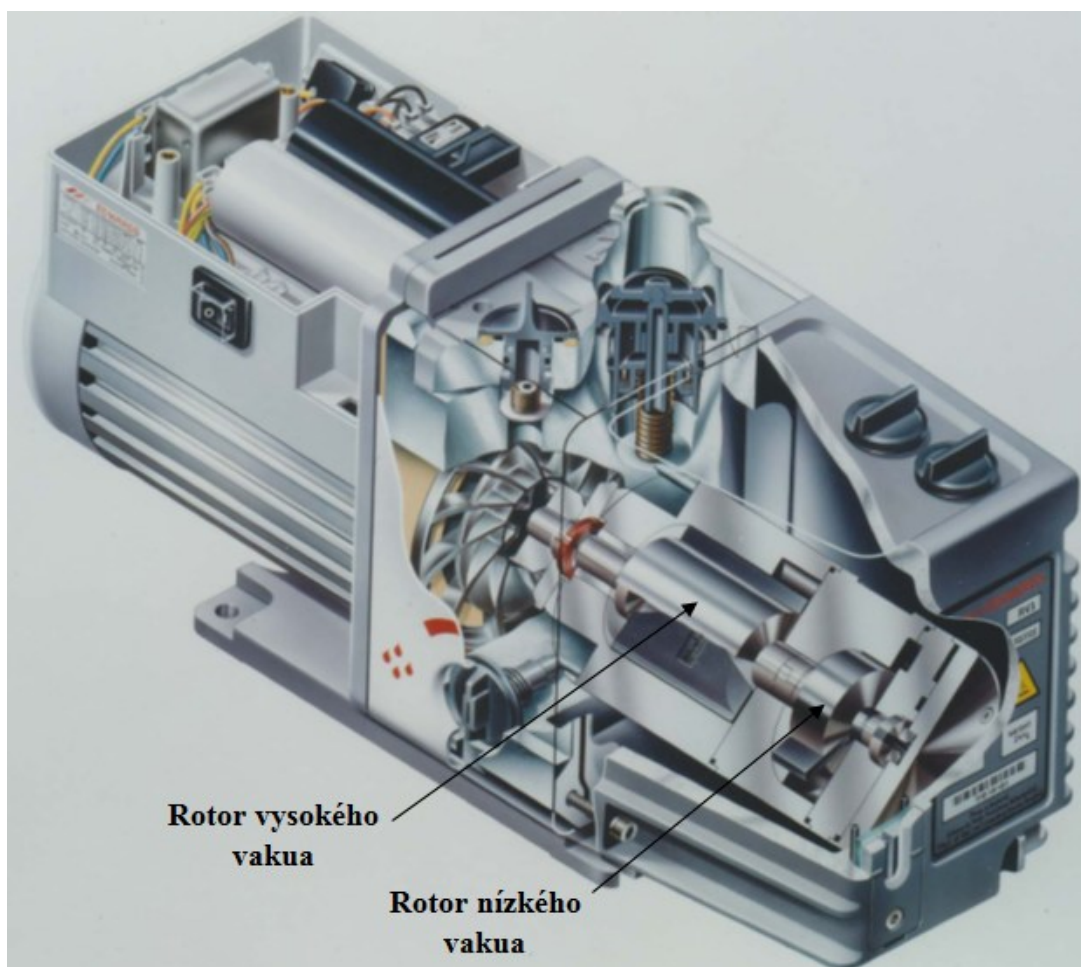
Obr. 6-12 Typický projev málo tuhé konstrukce, uvolnění nebo praskliny

6.3 Vývěvy

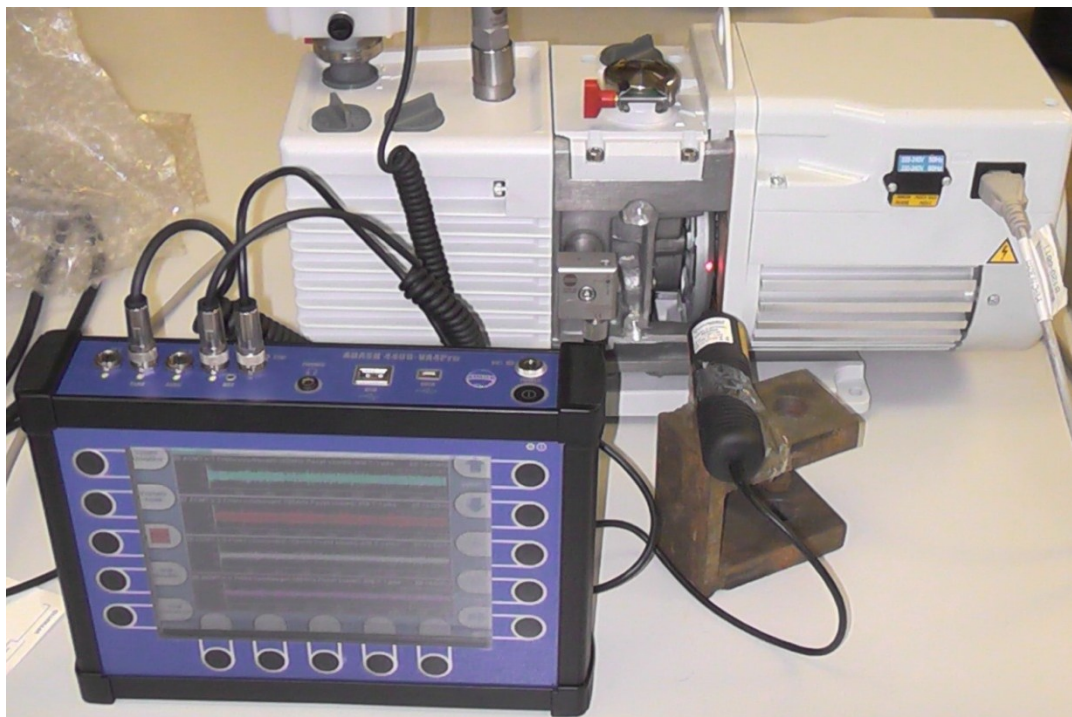
Jsou jedním z nejpoužívanějších prostředků pro tvorbu vakua. Jejich využití je široké, nacházejí uplatnění zejména v potravinářském průmyslu (výroba vakuově balených potravin), dále v elektroprůmyslu, kdy je třeba použití vakua pro výrobu elektronických součástek pro elektronické aplikace, zejména procesorů, pro počítače apod. Dalšími oblastmi jsou strojírenství, hutnictví, laboratorní zařízení apod.

V případě vývěv jsem se soustředil převážně na vývěvy lamelové a šnekové (scroll). Problematika technické diagnostiky vývěv je ve velké míře přirovnatelná k diagnostice čerpadel s obdobnou konstrukcí. Je třeba říci, že konstrukčně jsou vývěvy vyrobeny z kvalitních materiálů a dosahují dlouhé životnosti, proto problémy přímo s lamelami, scrollem nebo s ložisky se skoro nevyskytují. Při diagnostice těchto zařízení jsem se ovšem často setkal s problémy špatného ustavení, popř. s problémy elektromotorů. Ve velké míře také docházelo k vzájemné kombinaci těchto problémů.

Na Obr. 6-14 je zobrazena jedna z měřených vývěv, která se projevovala nadměrnými vibracemi i hlukem. Konstrukční provedení je na Obr. 6-13. V tomto případě se jedná o dvoustupňovou lamelovou vývěvu s asynchronním elektromotorem o výkonu 0,45 kW a otáčkami 1485 min^{-1} .



Obr. 6-13 Konstrukční provedení rotační lamelové vývěvy RV [5]



Obr. 6-14 Pohled na měřenou sestavu vývěvy

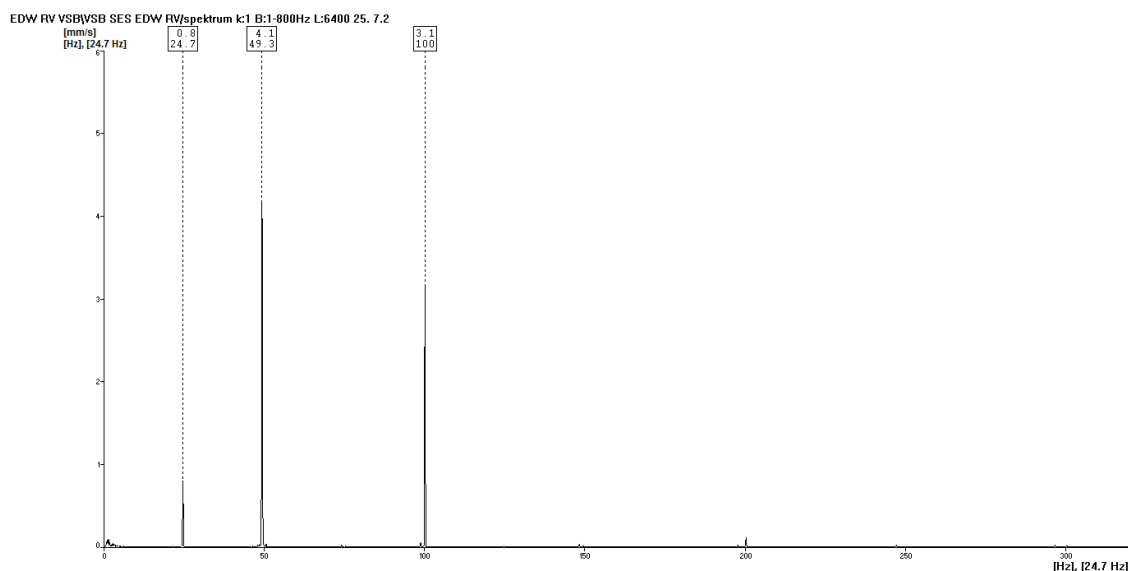
Největší vibrace se vyskytují uprostřed celé soustavy, kde ve vertikálním směru byla naměřena efektivní hodnota rychlosti vibrací 5,8 mm/s. Tato hodnota je pro zařízení s tak malým výkonem samozřejmě velmi vysoká. Rozborem spektra za pomoci FFT můžeme rozeznat jednotlivé velikosti amplitud na různých frekvencích (viz Obr. 6-15). Ve spektru můžeme pozorovat tři významné amplitudy vibrací. První amplituda ve spektru je tvořena nevyvážeností celé soustavy a je přítomná na otáčkové frekvenci, která je 24,7 Hz (1482 min^{-1}), její velikost v porovnání s ostatními je podstatně menší a na celkové vibrace bude mít pouze malý vliv. Největší podíl mají dvě nejvýraznější amplitudy a to druhá amplituda ve spektru, která je také největší a vyskytuje se na dvojnásobku otáčkové frekvence (49,4 Hz), která je způsobena nesouosostí celé soustavy a také třetí amplituda, která se vyskytuje na 100 Hz. Tato v pořadí třetí amplituda není žádným harmonickým násobkem otáčkové frekvence, ale vyskytuje se na dvojnásobku síťové frekvence. Její velikost je způsobena elektrickými problémy elektromotoru. U této 100 Hz amplitudy můžeme sledovat také malý, skoro neviditelný čtvrtý násobek otáčkové frekvence, který nás může utvrdit v tom, že se v žádném případě nejedná o projev související s otáčkami motoru, ale o projev elektrické poruchy, resp. o projev nesouměrnosti elektromagnetického pole, způsobený nerovnoměrnou mezerou mezi rotorem a statorem.

Pro identifikaci tohoto problému se jeví jako nejvhodnější spektrum rychlosti, kde můžeme tyto projevy jednoduše pozorovat. Ve frekvenčním spektru zrychlení se tato závada neprojevuje. V časovém signálu lze v některých případech sledovat kolísání vibrací, které vedou ke vzniku záznejových vibrací (viz Obr. 6-16). Vznik těchto záznejových vibrací je způsoben sčítáním a odčítáním již zmiňovaných tří amplitud, které se podílejí na vzniku výsledných vibrací. Celý děj je doprovázen poměrně nepříjemným zvukovým efektem, který je střídavě zeslabován a zesilován.

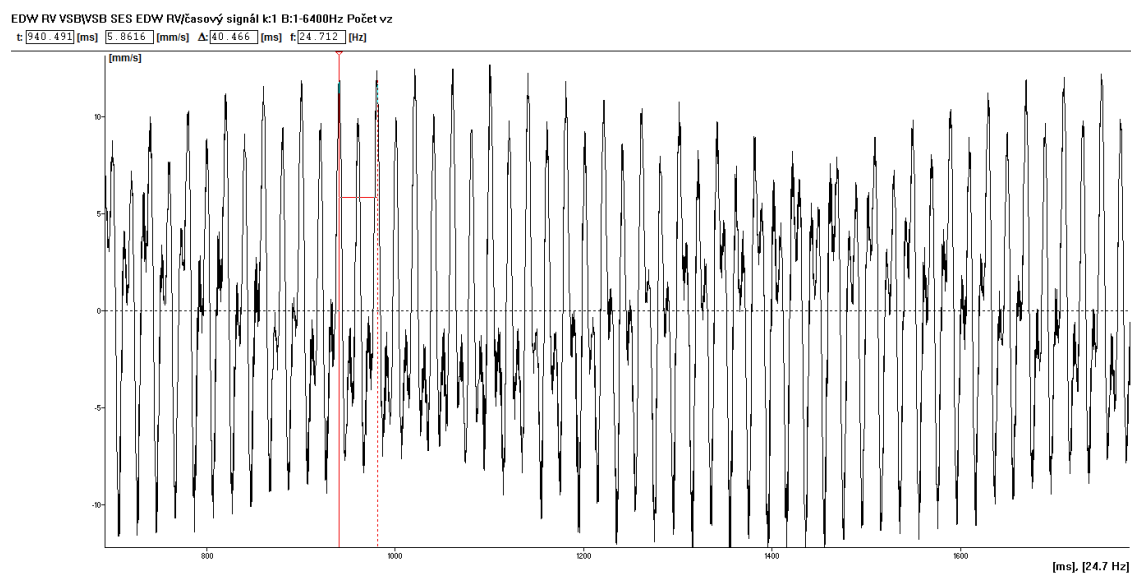
Pro ověření tvrzení, zda se s určitostí jedná o elektrické problémy, byly provedeny doběhy několika elektromotorů. Vzhledem k tomu, že doběh celé sestavy vývěvy trvá velmi krátkou dobu, přibližně dvě sekundy, použil jsem pro testování pouze elektromotory, kde můžeme mnohem snáze sledovat postupný doběh motoru. Na Obr. 6-17 je znázorněn doběh elektromotoru, kde nezatížený motor postupně zpomaluje z otáček 1498 min^{-1} až do zastavení. Okamžik vypnutí přívodu elektřiny je znázorněn v záznamu modře a lze velmi názorně sledovat okamžitou absenci druhé amplitudy ve

spektru vibrací, která souvisí s nesymetrií magnetického pole a vyskytuje se na dvojnásobku síťové frekvence (100 Hz). První amplituda ve spektru je způsobena nevyvážeností a její útlum je postupný. Průběh snižování otáček můžeme sledovat na Obr. 6-18, kde lze pozorovat pozvolné snižování otáček až do zastavení. Srovnáme-li průběh snižování otáček s grafem celkové efektivní rychlosti vibrací (viz Obr. 6-19), vidíme, že k velkému poklesu vibrací dochází ihned po vypnutí elektromotoru, z čehož lze usuzovat na vysoký vliv nesymetrie elektromagnetického pole na celkové vibrace elektromotoru.

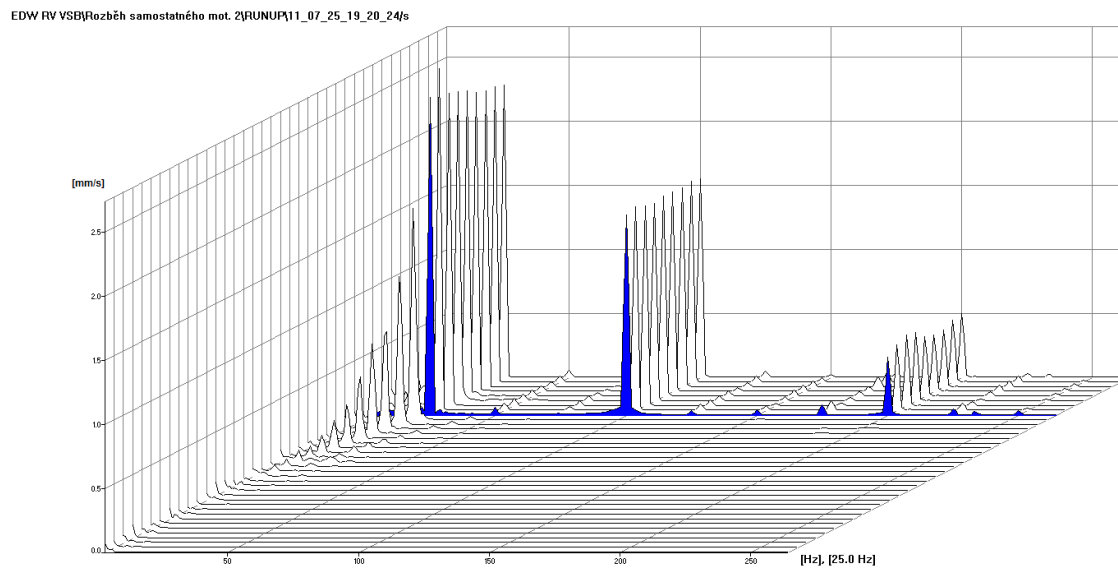
Z předcházejícího jasně vyplývá, že motor má problémy elektrického charakteru, resp. že se jedná o nesymetrii elektromagnetického pole. V tomto případě vysoká amplituda na otáčkové frekvenci ukazuje i na špatné vyvážení elektromotoru. Pokud by bylo vyvážení elektromotoru v pořádku, byl by projev nesymetrie elektromagnetického pole mnohem výraznější. Další frekvenční spektra vadných elektromotorů jsou uvedena v příloze.



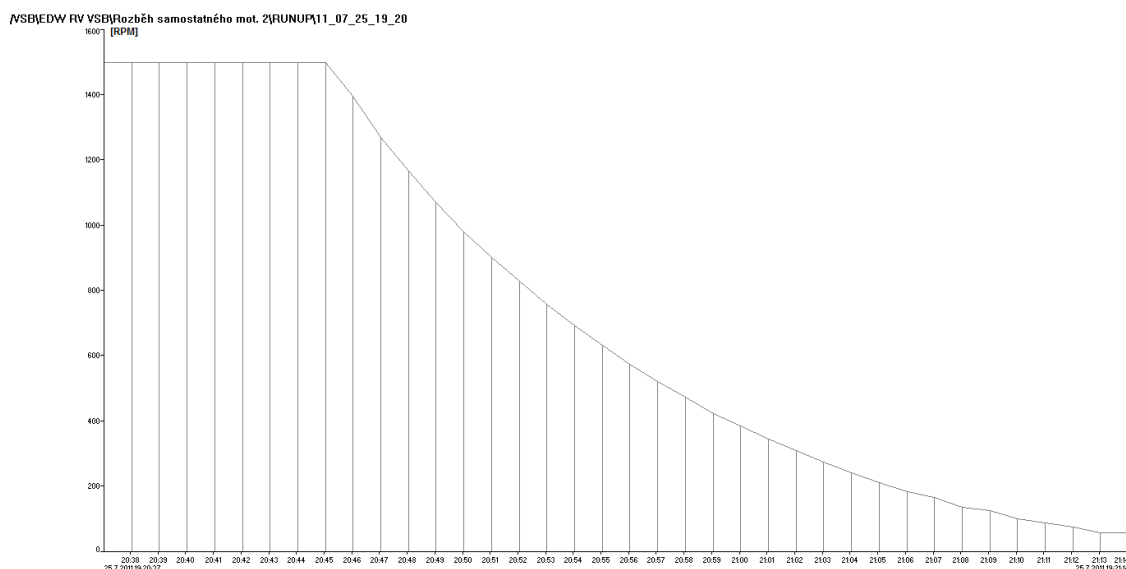
Obr. 6-15 Frekvenční spektrum s vyznačením první a druhé otáčkové frekvence, včetně druhého násobku síťové frekvence, měřeno na sestavě vývěvy



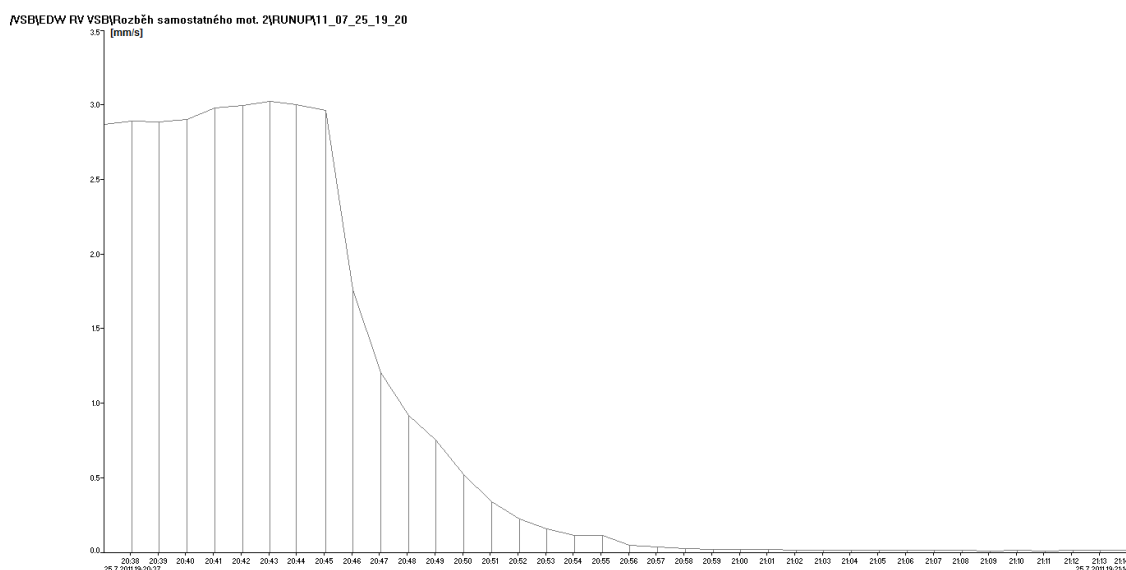
Obr. 6-16 Detail časového záznamu záznějových vibrací s vyznačením jedné otáčky hřídele (40,5 ms), měřeno na sestavě vývěvy



Obr. 6-17 Doběhový záznam frekvenčního spektra rychlosti vibrací samotného elektromotoru vývěvy, měřeno s odstupem 1s



Obr. 6-18 Doběh elektromotoru – průběh snižování otáček elektromotoru



Obr. 6-19 Doběh – průběh celková efektivní rychlosti vibrací elektromotoru

6.3.1 Dílčí závěry

Pro analýzu frekvenčního spektra rychlosti bych pro obdobné případy, ale nejen pro ně, doporučil nastavení spektra pro sledování nižších frekvencí s vyšším rozlišením frekvencí. Pro pozorování těchto nízkoharmonických dějů se mi osvědčilo jako vhodné nastavení frekvenčního spektra rychlosti s frekvenčním rozsahem od 1 do 800 Hz (nebo

i nižším 1- 400 Hz), s počtem čar až 6400 (pro lepší odlišení harmonických násobků otáčkové frekvence a dvojnásobku síťové frekvence).

Dlouhodobým měřením a sledováním technického stavu strojních zařízení bych navrhoval jako limitní hodnoty efektivní hodnoty rychlosti vibrací na amplitudy dvojnásobku síťové frekvence následující:

Tabulka 5 Doporučené maximální efektivní hodnoty rychlosti vibrací na síťové frekvenci pro identifikaci nesymetrie elektromagnetického pole motorů, měřeno bez zatížení

Elektromotory bez frekvenčního měniče	do 1 kW	do 5 kW	do 75 kW	nad 75 kW
Maximální doporučené efektivní hodnoty rychlosti vibrací na dvojnásobku síťové frekvence	0,4 mm/s	0,6 mm/s	1 mm/s	1,2 mm/s

Pozn.: Celková hodnota vibrací v celém spektru nemá překročit doporučené hodnoty stanovené normou ČSN ISO 10816, pokud je hodnota na dvojnásobku síťové frekvence vyšší než udává tabulka, lze zařízení provozovat i s touto porucho, ovšem za předpokladu, že nejsou překročeny doporučené hodnoty dle normy, tzn., že ostatní komponenty budou v pořádku a budou produkovat minimální vibrace (ustaveno, vyváženo apod.)

6.4 Ventilátory

V případě ventilátorů jsem se zabýval různými druhy ventilátorů s různým použitím, jako jsou např. axiální a radiální ventilátory, pecní ventilátory, ventilátory pro odsávání prachů, pilin, spalin, plynů apod. V těchto případech se můžeme opětovně setkat s lopatkovou frekvencí, která je násobkem otáčkové frekvence a počtem lopatek. Často také dochází k tvorbě usazenin na lopatkách a ke zvětšení nevyváženosti celé soustavy a k velkému nárůstu vibrací. Zvláště nebezpečné je nečekané odtržení usazenin, čímž dochází k prudkému a nečekanému nárůstu vibrací.

V tomto případě byly provedeny rozběhové zkoušky u radiálního ventilátoru, pro zjištění vlivu parametru zatížení na celkové vibrace. Na Obr. 6-20 je zobrazen pohled na celou sestavu pohonu radiálního ventilátoru. Pohon je řešen asynchronním elektromotorem o celkovém výkonu 160 kW se jmenovitými otáčkami 1485 min^{-1} . Ve spojovacím mostě jsou v ložiskových domcích umístěna dvě ložiska, blíže

k elektromotoru se nachází ložisko 22228 C3, u oběžného kola je instalováno ložisko 22324 C3.

V průběhu měření docházelo k rozběhům celého strojního zařízení z nulových otáček až po maximální otáčky a to ve dvou stavech, v nezatíženém a zatíženém stavu. Měření proběhla ve všech třech směrech na motoru i na obou ložiscích spojovacího mostu. Vzhledem ke špatnému přístupu k zadní části motoru bylo měřeno pouze jedno ložisko v přední části motoru. Již v předchozích měřeních byl u dvou ložisek detekován zhoršující se stav. Zatím co u elektromotoru jsou ložiska v pořádku, tak u ložiska ve spojovacím mostě - lož. 1 jsou již zhoršené hodnoty, ovšem u lož. 2 se již začíná projevovat vada. Tyto projevy poškození byly ovšem pro následné vyhodnocení velmi vhodné.

6.4.1 Rozbor rychlosti vibrací v závislosti na zatížení

V první fázi analýzy se jednalo o stanovení vlivu zatížení a otáček na velikost efektivní hodnoty rychlosti. Pro zjištění tohoto vlivu a jeho možné využití v expertním systému byly analyzovány následující grafy. Na Obr. 6-21 je zobrazen průběh postupného zvyšování otáček v závislosti na čase u nezatíženého zařízení. Kurzorem je vždy zvýrazněna přibližná hodnota ustálených otáček, která je pak pro lepší orientaci zanesena i do rozběhového grafu efektivní hodnoty vibrací viz Obr. 6-22. V tomto grafu rychlosti můžeme sledovat postupné zvyšování vibrací s otáčkami, také je zde patrné silné špičkové zvětšení vibrací a jejich skokové ustálení, před dosažením ustálených otáček. Tyto zvětšené hodnoty rychlosti vibrací jsou způsobeny rezonancí konstrukce.

Na Obr. 6-23 je zobrazen průběh otáček ventilátoru v zatíženém stavu, vzhledem k zatížení je dosaženo nižších otáček než v nezatíženém stavu. Kurzorem jsou opětovně pro lepší možnost srovnání vyznačeny ustálené otáčky. Na dalším obrázku (Obr. 6-24) je zobrazen průběh vibrací v zatíženém stavu.

Pro lepší zpracování a interpretaci, byla tato data převedena do programu Microsoft Excel, kde lze lépe tato data porovnávat v závislosti na otáčkách. Na Obr. 6-25 je znázorněn samostatný graf vibrací v závislosti na otáčkách. Vzájemné porovnání grafů vibrací v nezatíženém a zatíženém stavu můžeme sledovat na Obr. 6-26, kde je patrný velký vliv zatížení na hodnotu vibrací. Po odstranění rezonanční špičky (Obr. 6-27) a nahrazení této vysoké hodnoty polynomičkou funkcí můžeme názorně sledovat

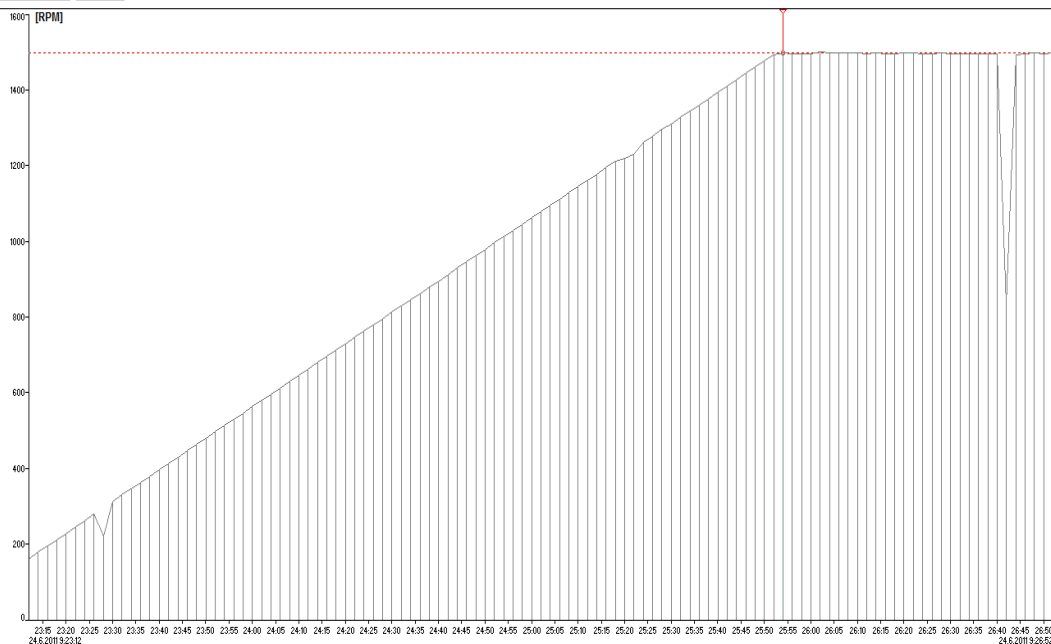
velký rozdíl mezi jednotlivými stavy. Nepřítomnost rezonance u zatíženého stavu může být způsobena změnou tuhosti konstrukce při vymezení vůlí vlivem zatížení, popř. jinými skutečnostmi. Sledujeme-li rozdíl mezi jednotlivými stavy zatížení, vidíme, jak obrovské rozdíly se v hodnotách vibrací nacházejí, tento rozdíl mezi zatíženým a nezatíženým stavem se v tomto případě blíží až 100 %. Bohužel velké množství zařízení je provozováno se střídavým zatížením, a proto je využití pro expertní systémy za pomoci limitních hodnot vibrací velmi omezena.



Obr. 6-20 Pohled na sestavu pohonu radiálního ventilátoru pro odvod spalín

/VSB disertace/TOM/RUNUP/11_06_24_09_22_52/otáčky

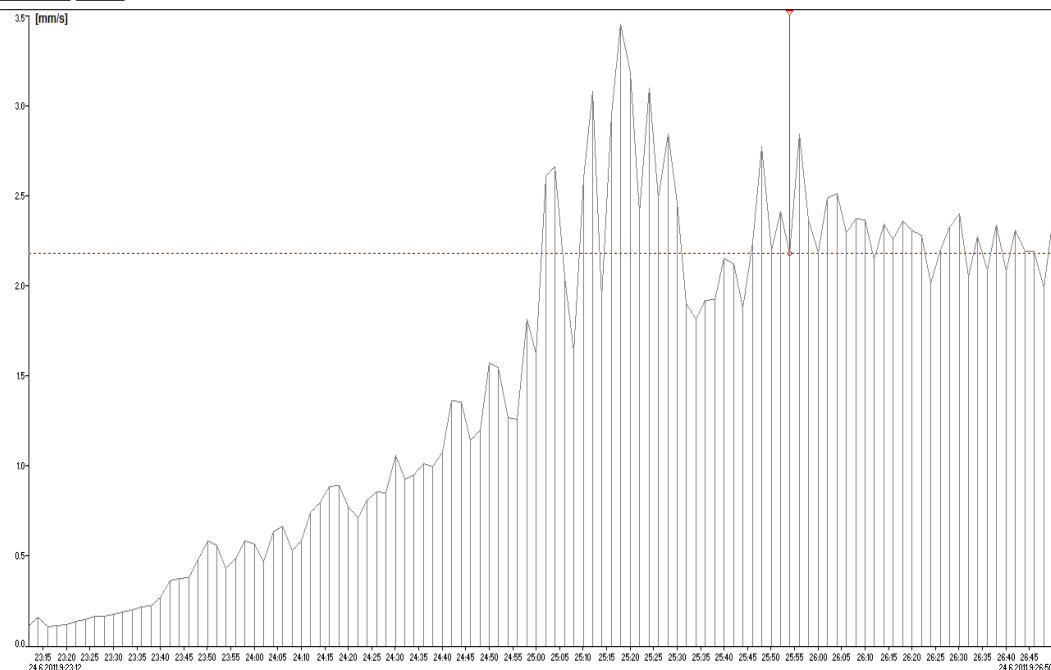
[24. 6. 2011 9:25:54] [1496.82] [RPM]



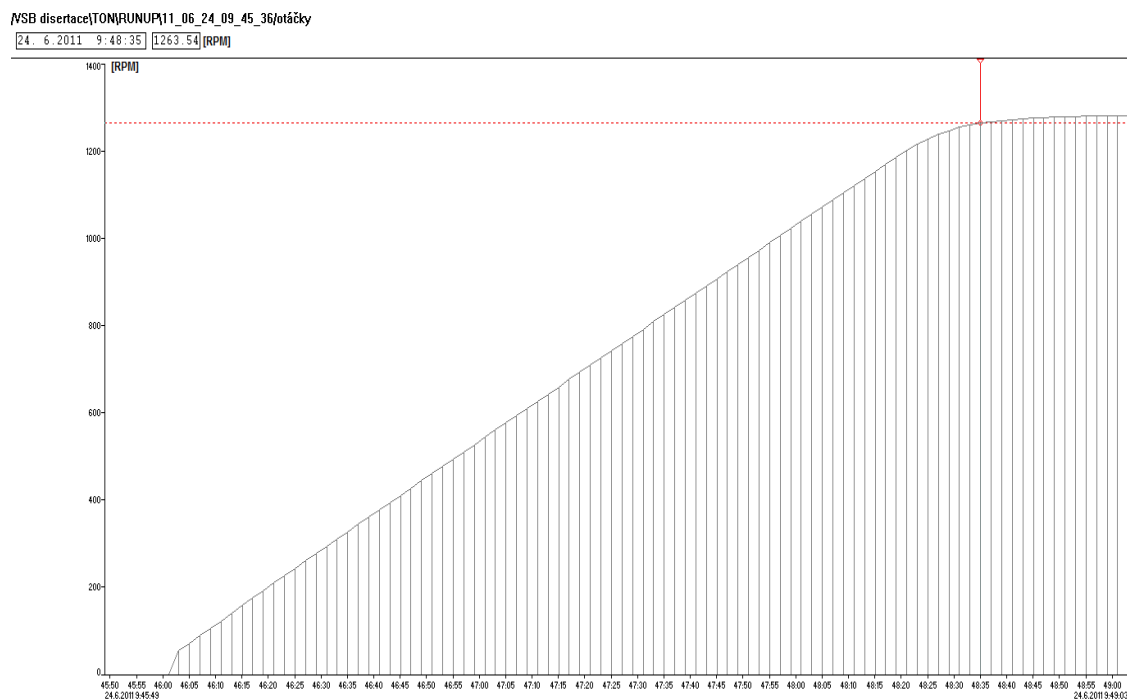
Obr. 6-21 Průběh otáček ventilátoru v závislosti na čase v nezátíženém stavu

/VSB disertace/TOM/RUNUP/11_06_24_09_22_52/RMS k:3 B:10-1000Hz

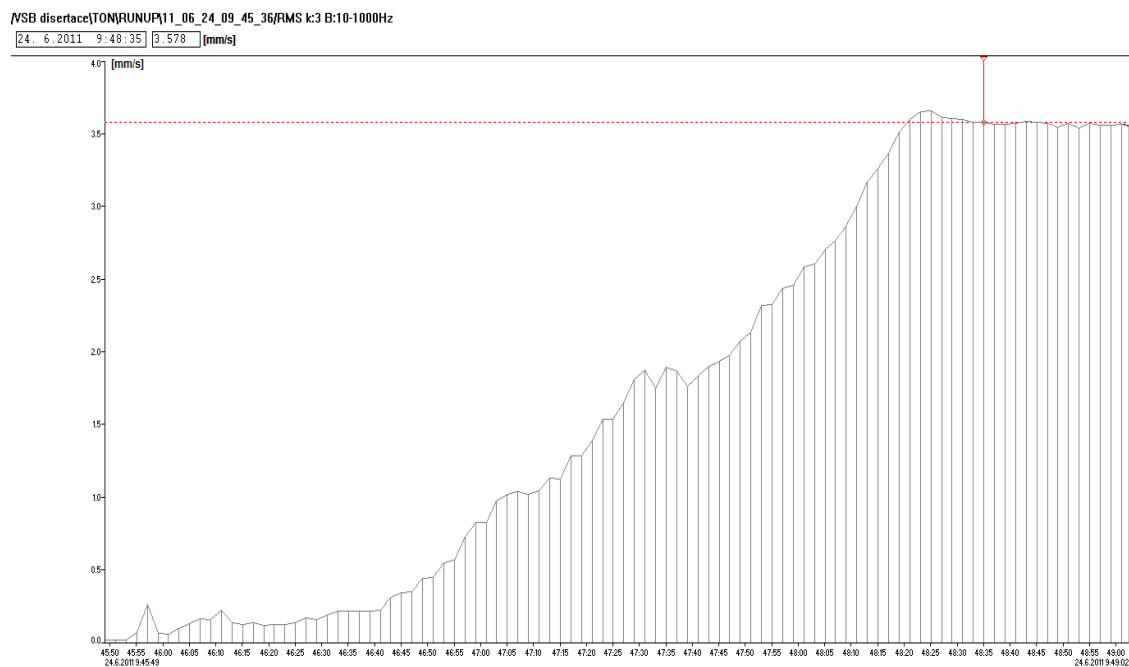
[24. 6. 2011 9:25:54] [2.1815] [mm/s]



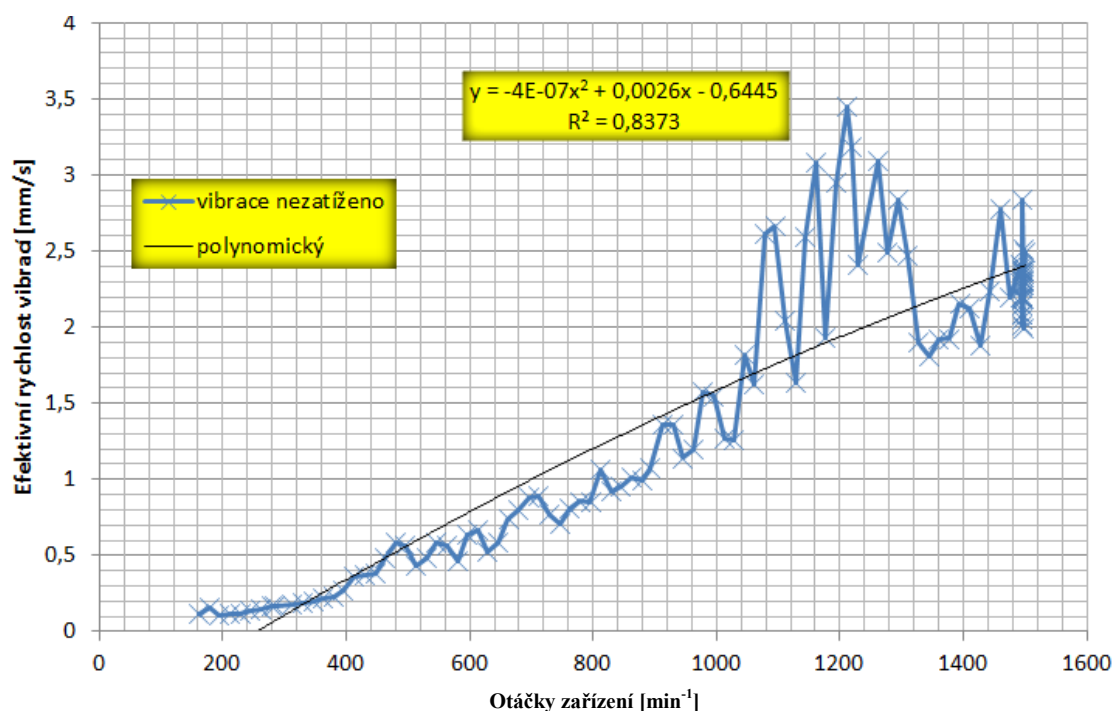
Obr. 6-22 Průběh efektivní hodnoty vibrací ventilátoru v závislosti na čase v nezátíženém stavu



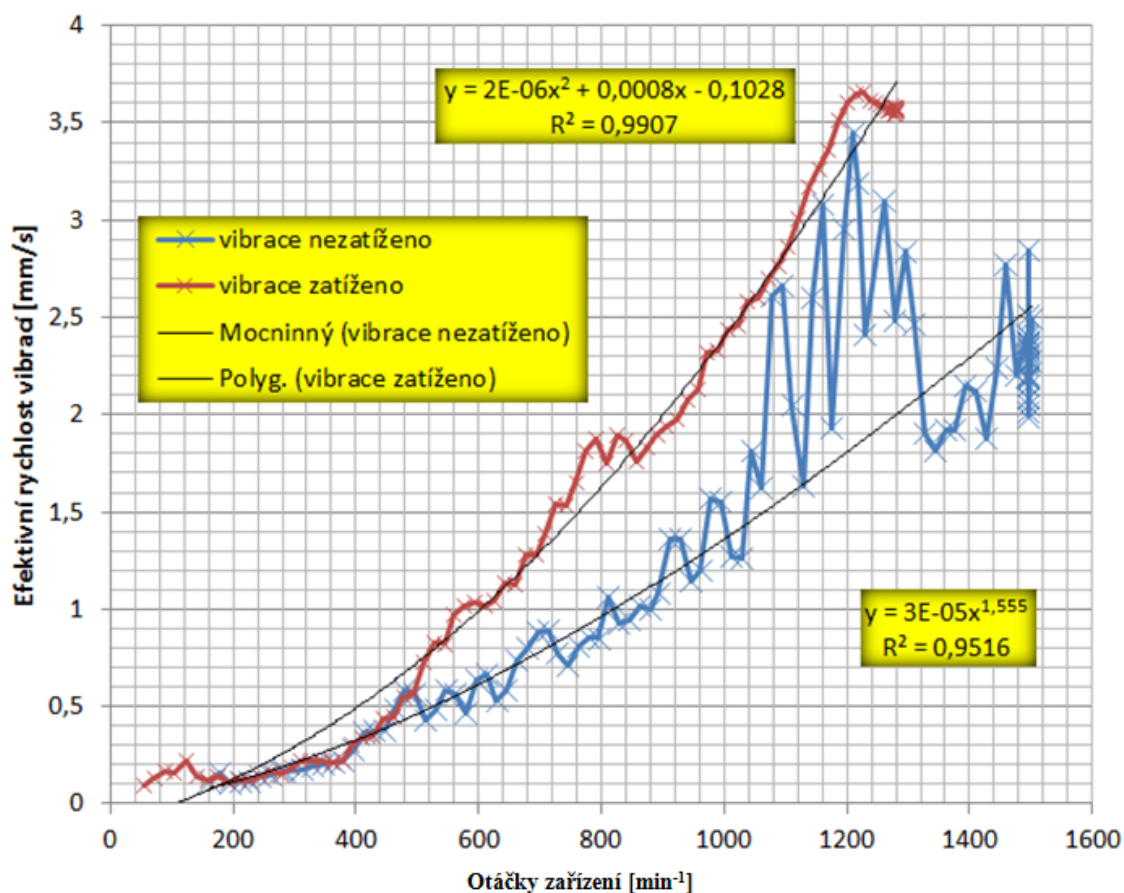
Obr. 6-23 Průběh otáček ventilátoru v závislosti na čase v zatíženém stavu



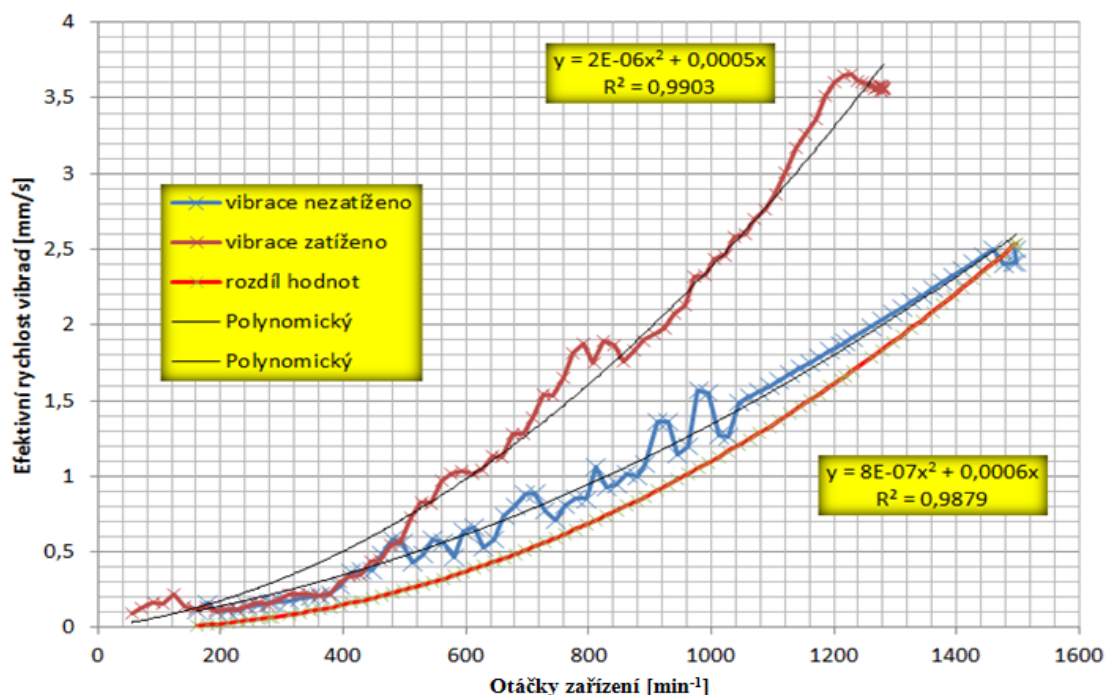
Obr. 6-24 Průběh efektivní hodnoty vibrací ventilátoru v závislosti na čase v zatíženém stavu



Obr. 6-25 Průběh efektivní hodnoty vibrací ventilátoru v závislosti na otáčkách v nezatíženém stavu



Obr. 6-26 Srovnání efektivních hodnot vibrací ventilátoru v závislosti na otáčkách v zatíženém a nezatíženém stavu



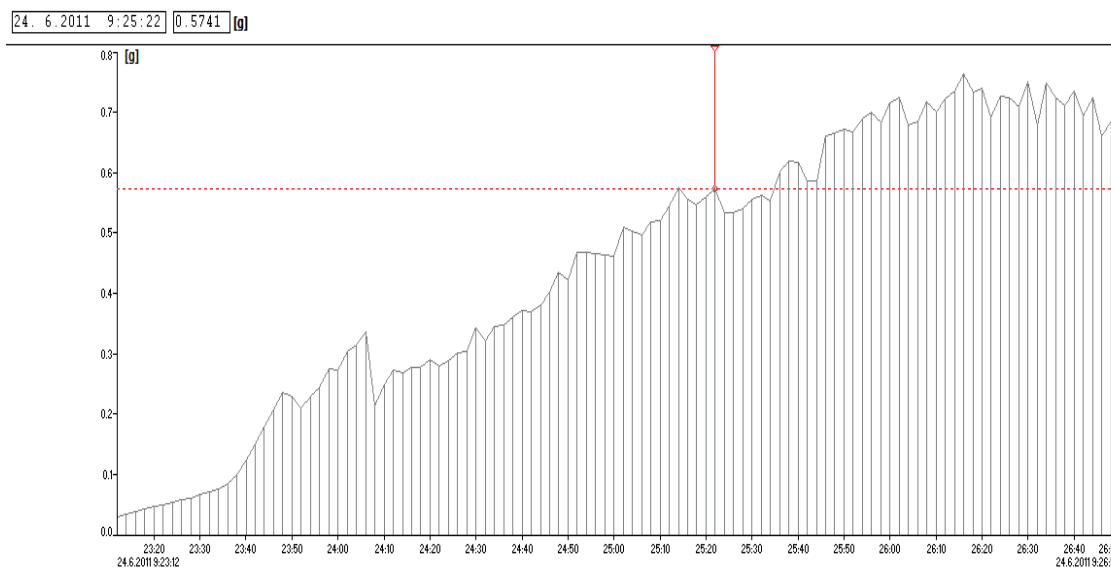
Obr. 6-27 Porovnání rozdílu efektivních hodnot vibrací mezi zatíženým a nezatíženým ventilátorem v závislosti na otáčkách s upravením rezonanční oblasti

6.4.2 Rozbor zrychlení vibrací v závislosti na zatížení a otáčkách

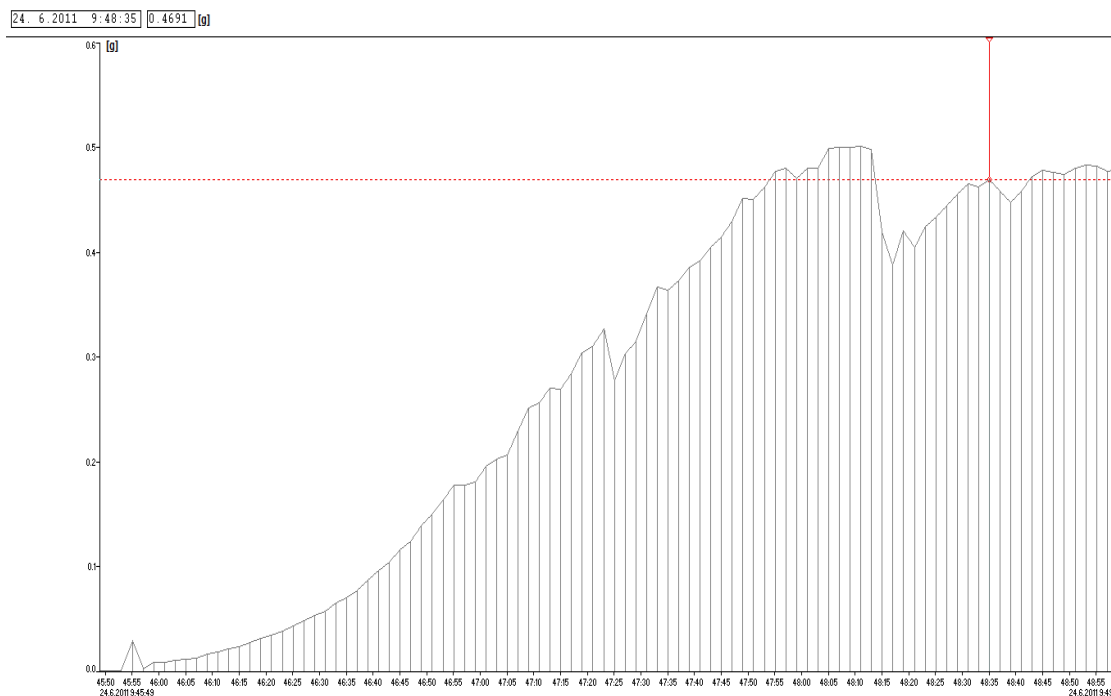
V této části je proveden rozbor změny zrychlení v závislosti na otáčkách a také na zatížení. Na Obr. 6-28 je znázorněn průběh celkové hodnoty zrychlení v pásmu od 500 do 16800 Hz bez zatížení a na Obr. 6-29 jsou hodnoty zrychlení se zatížením. Obě měření byla provedena na motoru, tudíž se předpokládá průběh zrychlení dobrého ložiska. Porovnání těchto hodnot můžeme sledovat na Obr. 6-30, kde je patrné, že se zvyšováním otáček sice celková hodnota zrychlení roste, ale rozdíl mezi zatíženým a nezatíženým stavem není. Toto zjištění je vhodné pro použití v expertních systémech a následné stanovení alarmových hodnot.

Na dalších obrázcích (Obr. 6-31 a Obr. 6-32), potom můžeme sledovat vývoj zrychlení vibrací v závislosti na zatížení a otáčkách u ložiska 1 a ložiska 2. U ložiska 1 teprve dochází k projevům začínajícího poškození, zatímco u druhého ložiska je již přítomná malá vada na oběžné dráze ložiska. Rozdíly ve zrychlení vibrací mezi zatíženým a nezatíženým stavem jsou prakticky zanedbatelné. Výsledné porovnání všech těchto měření je názorně provedeno na Obr. 6-33, kde lze velmi dobře sledovat

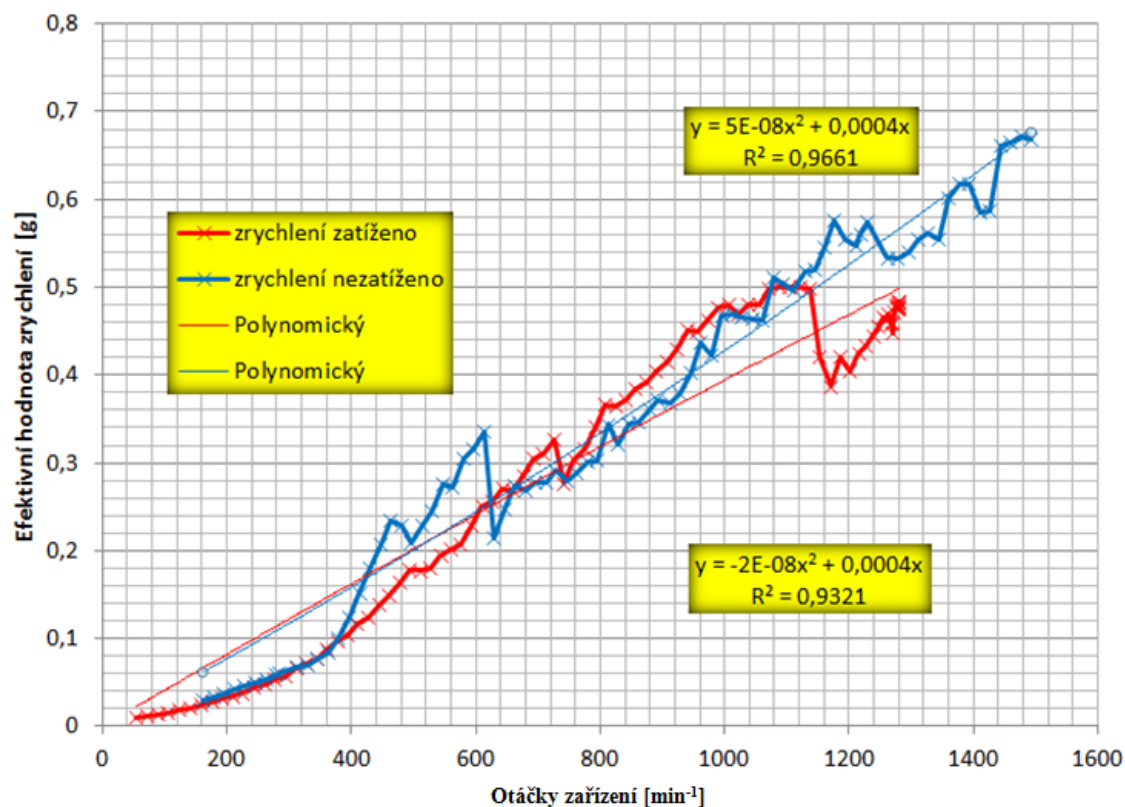
vztah mezi technickým stavem ložiska a růstem celkové hodnoty zrychlení v závislosti na otáčkách. Čím je stav ložiska horší, tím dochází ke strmějšímu nárůstu zrychlení.



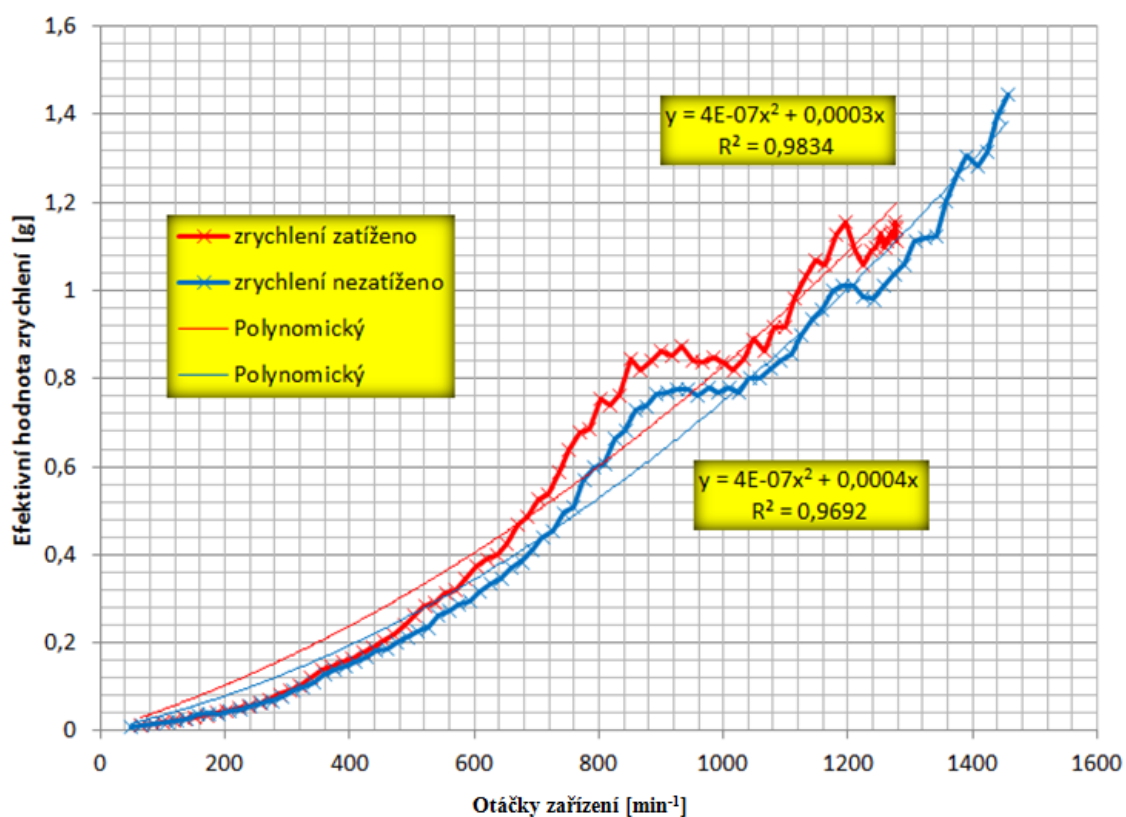
Obr. 6-28 Průběh celkové efektivní hodnoty zrychlení na motoru bez zatížení



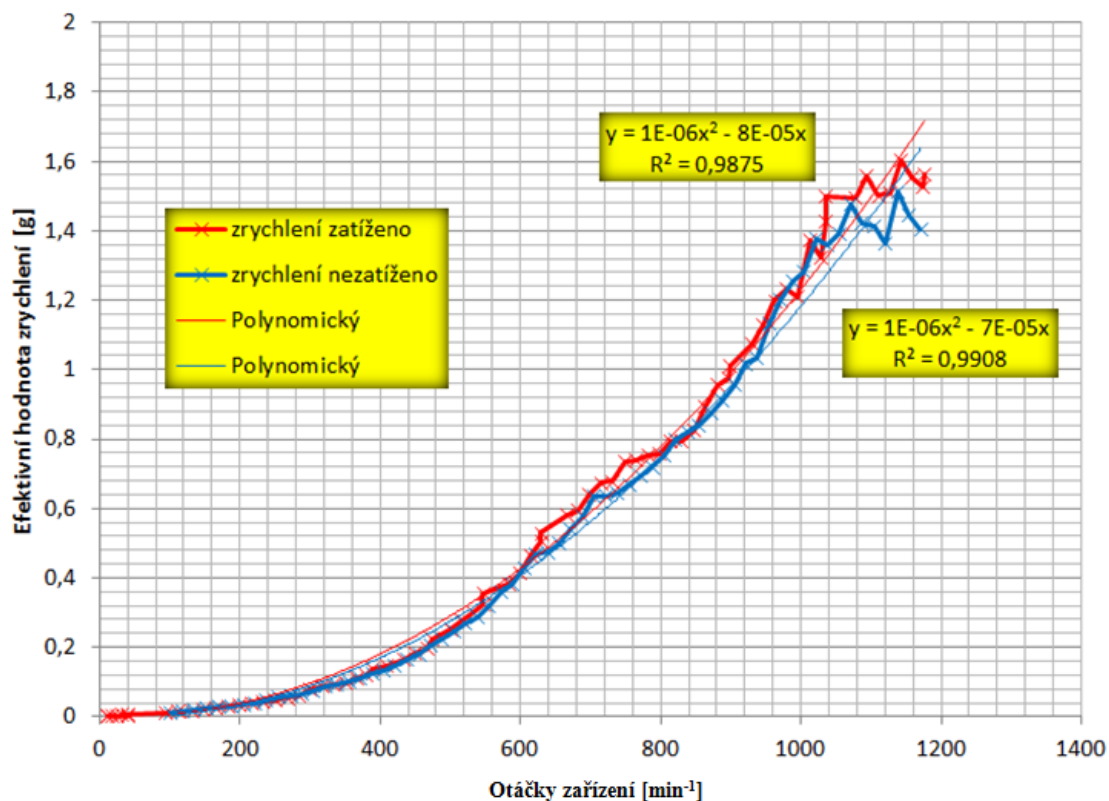
Obr. 6-29 Průběh celkové efektivní hodnoty zrychlení na motoru se zatížením



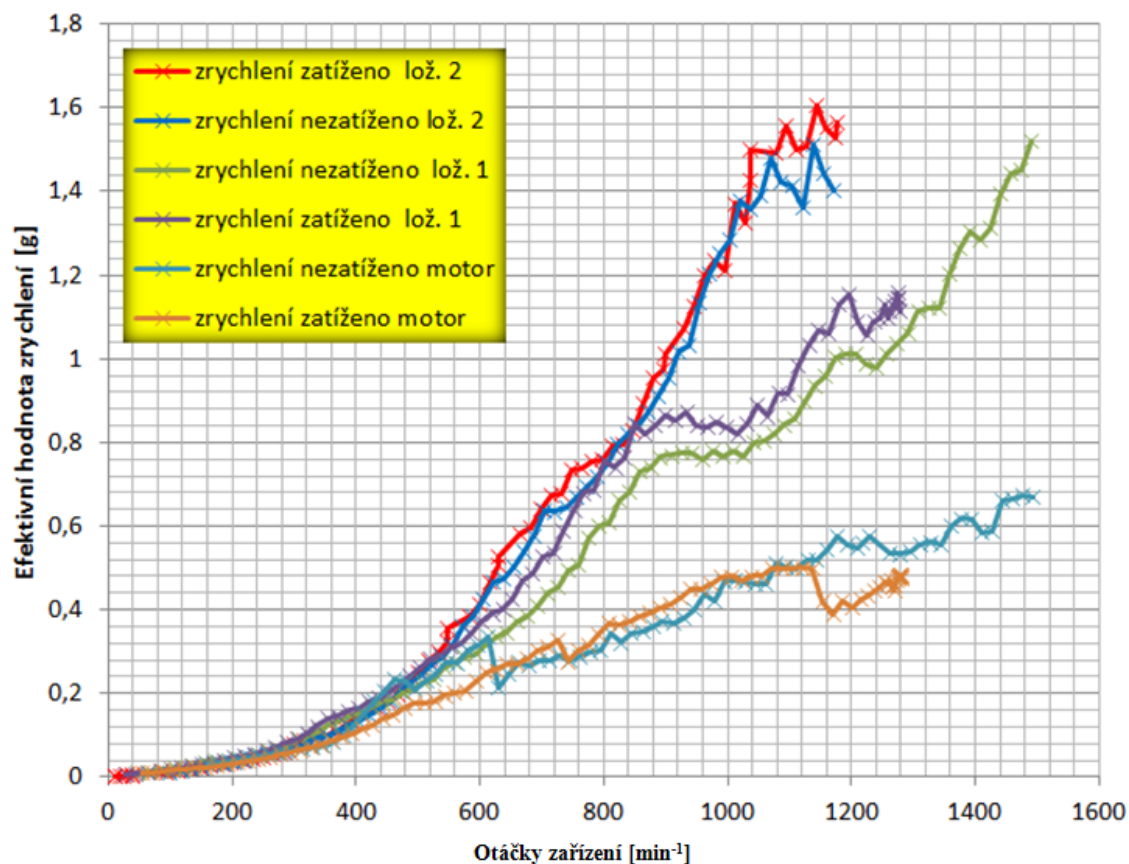
Obr. 6-30 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení na motoru



Obr. 6-31 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení na ložisku 1



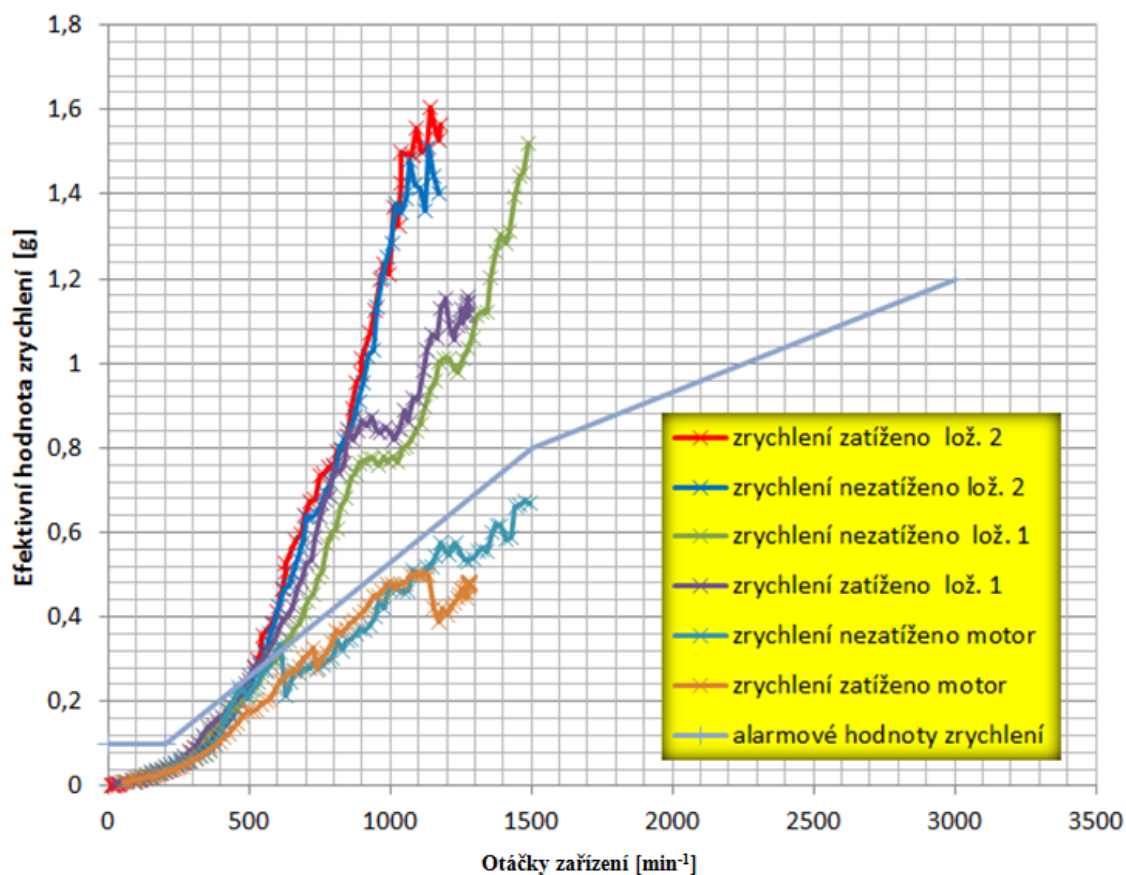
Obr. 6-32 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení na ložisku 2



Obr. 6-33 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení jednotlivých měřících míst

6.4.3 Stanovení alarmových hodnot

Z předchozího je patrné, že sledování celkové hodnoty zrychlení vibrací je velmi vhodným parametrem pro určování technického stavu strojních zařízení a jeho využití pro expertní systémy. Zrychlení není závislé na zatížení, pouze na otáčkách a na technickém stavu. Z vlastních zkušeností a četných měření potom můžeme definovat následující alarmové hodnoty zrychlení, viz Obr. 6-34. Tyto alarmové hodnoty, resp. jejich překročení by mělo informovat o nutnosti výměny ložiska. Překročení těchto hodnot má v dostatečném předstihu upozornit na nutnost naplánování provedení opravy. Vhodnost použití monitorování zrychlení s nastavením alarmové hodnoty se zvětšuje s otáčkami, ovšem v případě nízkých otáček, řádově pod $500 \text{ až } 600 \text{ min}^{-1}$, ztrácí svůj význam. Tento způsob vyhodnocování může být ovlivněn špatným nebo znečištěným mazivem, kdy ložisko může být v pořádku, ale přítomnost nečistot může generovat takovou hodnotu zrychlení, že bych doporučoval v některých případech nejdříve provést domazání ložiska a po ustálení provést opětovné měření. Frekvenční rozsah měřeného pásma $500 - 16\,800 \text{ Hz}$ je brán s ohledem na odfiltrování zkreslujících dějů.

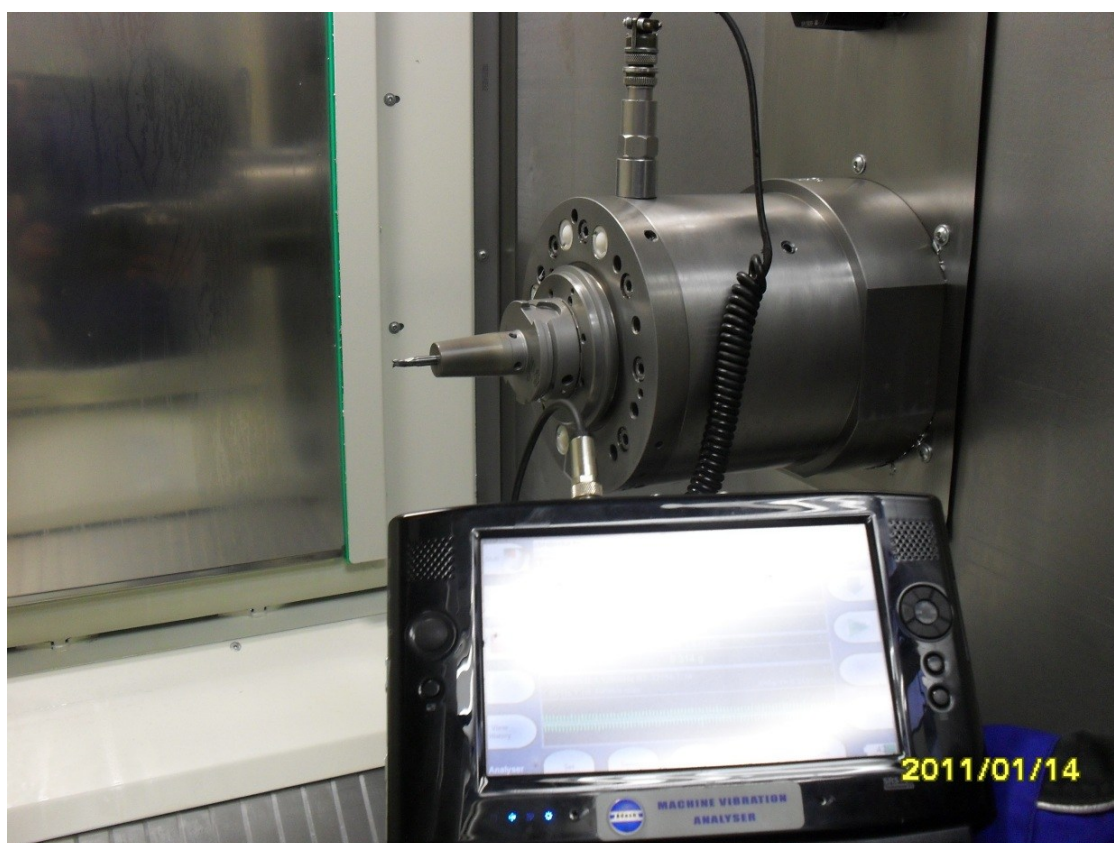


Obr. 6-34 Stanovení alarmové hodnoty pro celkovou efektivní hodnotu zrychlení v pásnu od 500 do 16800 Hz v závislosti na otáčkách.

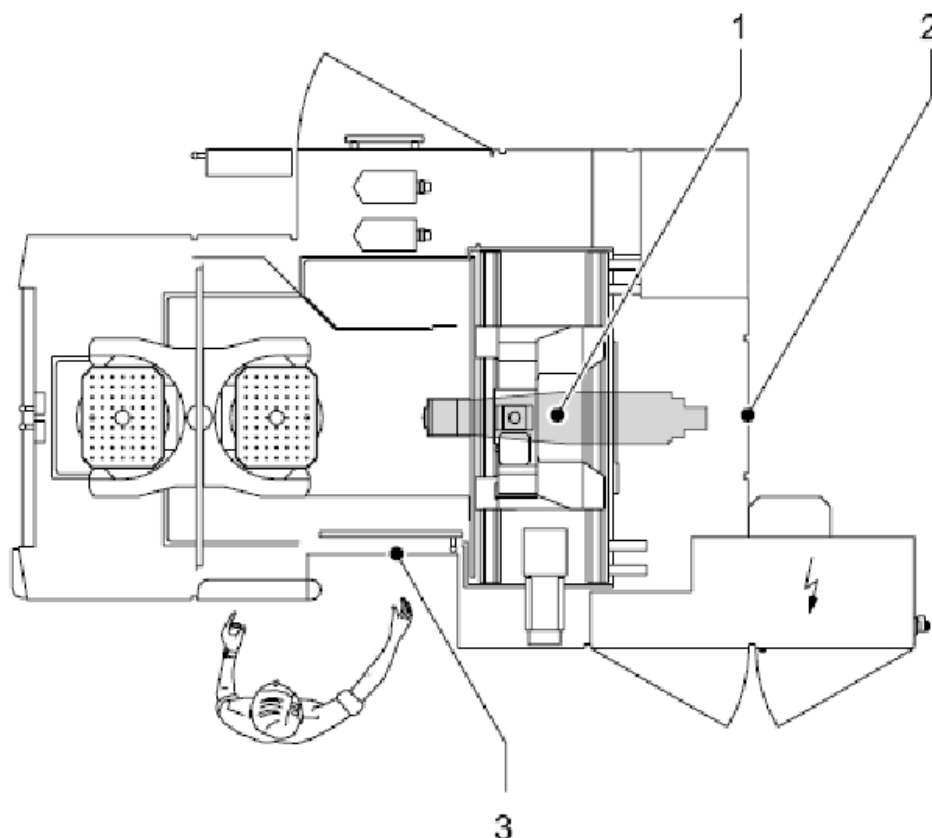
6.5 Diagnostika obráběcích strojů

Další skupinou strojů, kterými jsem se zabýval, jsou obráběcí stroje. Je nutno podotknout, že se jedná o velmi specifickou skupinu strojních zařízení, provozovaných za velmi odlišných podmínek a také s vysokými požadavky na přesnost výroby. Způsob diagnostiky je poněkud odlišnější než u standardních strojních zařízení, také praktické doporučení pro provádění diagnostiky těchto strojů odborná literatura prakticky neobsahuje. Jedná se ovšem o velmi zajímavou oblast, kde je nutné mít na paměti určitá specifika těchto zařízení.

Jednou z nejproblematictějších specifík je konstrukční uspořádání dílů, respektive přístupnost k jednotlivým měřicím místům. Snahou při měření je dostat se co nejblíže k místu vzniku vibrací (např. k ložisku), to ale v řadě případů není možné. Vzhledem ke konstrukci stroje je spousta vhodných měřicích míst zakrytována nebo naprosto nedostupná, z tohoto důvodu je možnost provádět sběr dat pouze z některých dostupných míst.



Obr. 6-35 Pohled na dostupnost a umístění snímače na obráběcím stroji Heller H 2000



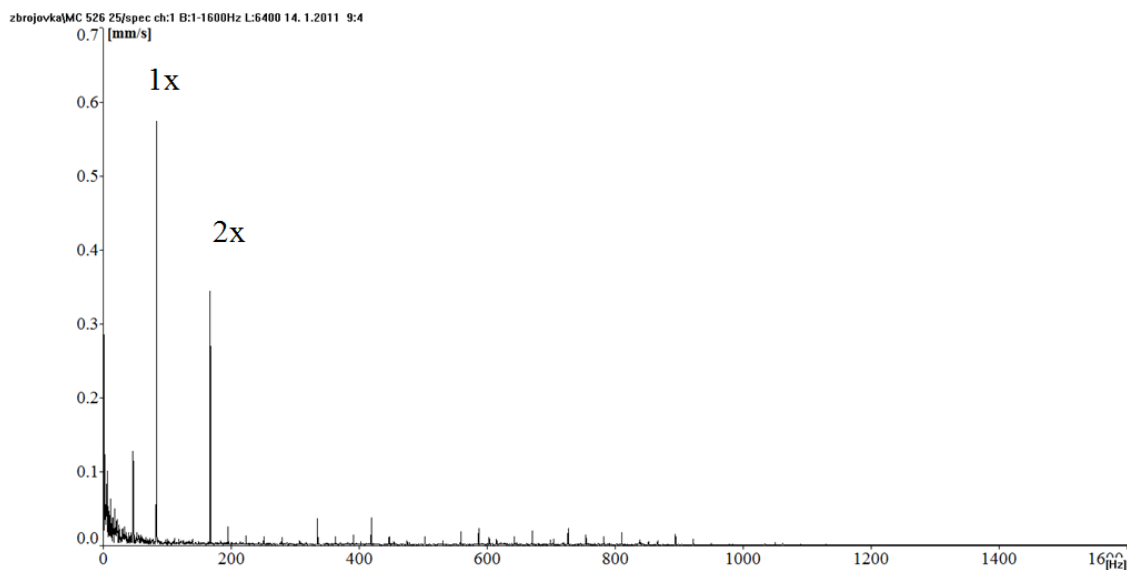
Obr. 6-36 Zjednodušené schéma obráběcího stroje Heller 2000, 1 - Pracovní jednotka (vřeteno), 2 - Otvor pro údržbu, Ochranné dveře pracovního prostoru. [11]

Jak je patrné z Obr. 6-35 a Obr. 6-36, tak přístup k vhodným měřicím místům je velmi problematický. Umístit snímač vibrací lze pouze v přední odkryté části vřetena, zbylá část je zakrytována a nepřístupná, což značně komplikuje diagnostiku některých součástí. Z těchto důvodů bych doporučil pro diagnostiku obráběcích zařízení nejlépe instalaci on-line zařízení nebo instalaci snímačů s vývody kabeláže do přístupného místa, kde potom k těmto vývodům lze připojit analyzátor.

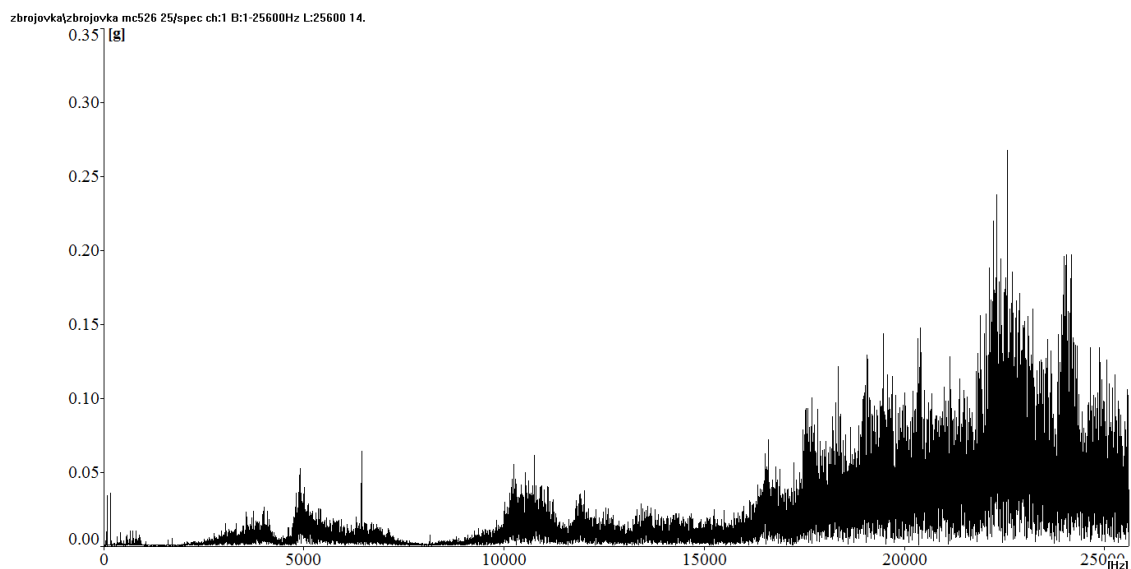
Tyto výrobní stroje pracují s velkou přesností při obrábění, z tohoto důvodu je u těchto zařízení dbáno na přesné ustavení a vyvážení. Díky tomu pracují tyto obráběcí stroje s malými vibracemi. Měření vibrací musí ovšem probíhat bez zatížení, aby se nevznášel obráběcí proces do výsledků měření a neznehodnotil je.

Praktický příklad spektra rychlosti vibrací je na Obr. 6-37. Na tomto spektru můžeme pozorovat poměrně vysokou nevyváženost vřetena, celková efektivní hodnota rychlosti vibrací dosahuje hodnoty 0,77 mm/s, což je u stejných zařízení až trojnásobná

hodnota. Standardně se hodnota u obráběcích strojů pohybuje do 0,3 mm/s při otáčkách vřetena 5000 min^{-1} (83,3 Hz). Proto jako alarmovou hodnotu efektivní hodnoty rychlosti doporučuji hodnotu 0,3 mm/s. V případě efektivní hodnoty zrychlení jsem nedošel prozatím k vhodné hodnotě. Vzhledem k rušivým vlivům z přívodu stlačeného vzduchu a jeho expanzí z potrubí je u některých obráběcích strojů velmi problematické správně diagnostikovat technický stav zařízení. Vhodné nastavení alarmů a použití metod pro správnou diagnostiku je předmětem dalšího výzkumu.



Obr. 6-37 Spektrum rychlosti vibrací obráběcího stroje MC 526 25



Obr. 6-38 Frekvenční spektrum zrychlení s rušivým vlivem přívodu vzduchu

6.6 Diagnostika kabin zemních strojů

Pro tvorbu této kapitoly byla využita vlastní literatura [13], [14] a [18]

V tomto případě byly provedeny měření vibrací a hluku kabiny nakladače, u které docházelo při pracovních otáčkách motoru (1450 min^{-1}) k neúměrnému zvýšení vibrací. Přímou obsluhu stroje si stěžovala na vysoké vibrace. Tyto vibrace výrazně ovlivňovaly pracovní pohodlí obsluhy a také životnost komponent stroje.

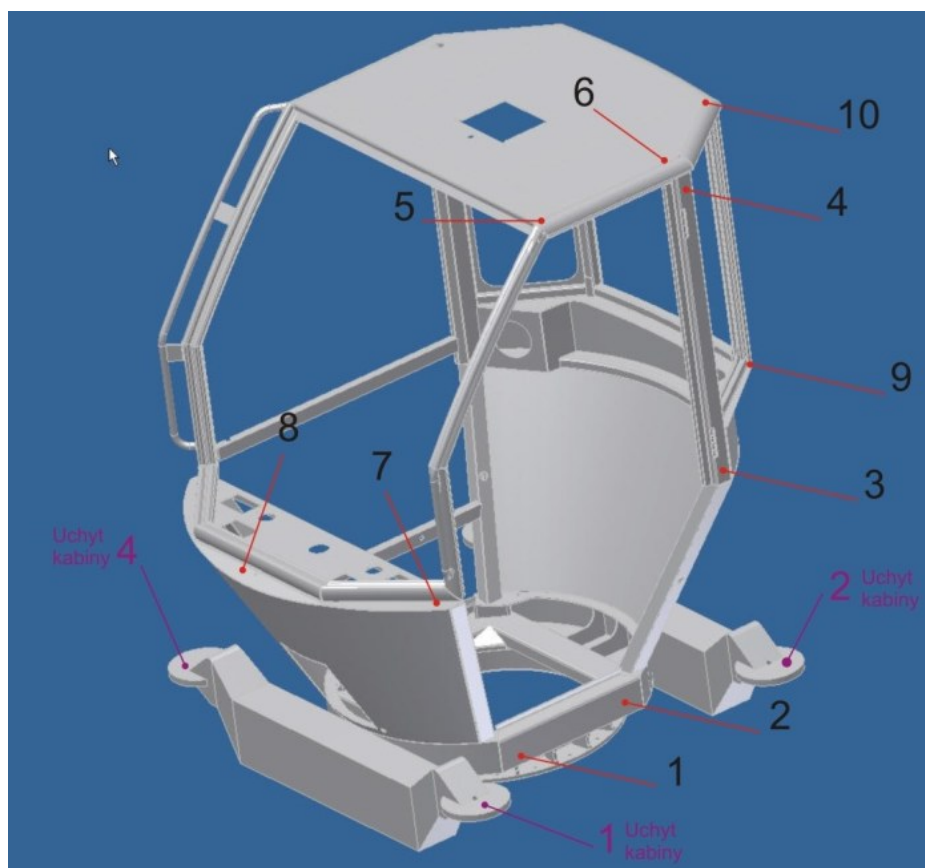
6.6.1 Základní parametry stroje

Stroj je poháněn čtyřválcovým vznětovým vodou chlazeným motorem Cummins B 3.3 o objemu 3300 cm^3 o výkonu 60 kW. Volnoběžné otáčky motoru jsou při otáčkách 850 min^{-1} (14.2Hz), pracovní otáčky pro provoz hydraulického systému jsou nastaveny na 1450 min^{-1} (24,2Hz), omezení maximálních otáček je nastaveno na 2450 min^{-1} (41Hz). Kabina stroje je provedena jako svařenec z profilů a je spojená se základním rámem pomocí 4 silentbloků. Otáčení kabiny je realizováno hydraulicky s převodem pomocí ozubeného věnce s vnitřním ozubením a pastorkem.

6.6.2 Provedení měření a průběh vyhodnocení

Měřená místa jsou znázorněna na Obr. 6-39. Nejzajímavější měření proběhla přímo na rámu stroje a to na úchyty kabiny, kabina je v těchto místech spojena s rámem stroje na čtyřech místech za pomoci 4 silentbloků, viz Obr. 6-40. Naměřené hodnoty efektivních hodnot vibrací jsou pro přehlednost zpracovány v samostatné tabulce (Tabulka 6). Z těchto hodnot můžeme usuzovat, že stroj je pravděpodobně provozován v rezonanční oblasti nebo také vinou špatných nebo nevhodně volených silentbloků dochází k šíření vibrací od jednoho úchyty kabiny ke druhému.

Nízká velikost amplitudy na otáčkové frekvenci a dominance druhého násobku otáčkové frekvence (Obr. 6-41) je způsobena použitím čtyřválcového vznětového motoru, u kterého na jednu otáčku klikového hřídele připadají dva zážehy v pracovním válci. Vzhledem k této skutečnosti je třeba počítat s tím, že kabina je buzena otáčkovou složkou, ale i jejím dvojnásobkem. Zobrazení spekter vibrací bodů na levé straně kabiny je znázorněno na Obr. 6-43. Jak je patrné, tak s přibližováním k rámu se stává dominantnější amplitudou amplituda na druhé harmonické frekvenci.



Obr. 6-39 Znázornění měřených míst levé strany - vlastní lit. [13]

Tabulka 6 Efektivní hodnoty vibrací na rámu stroje a na úchyty kabiny

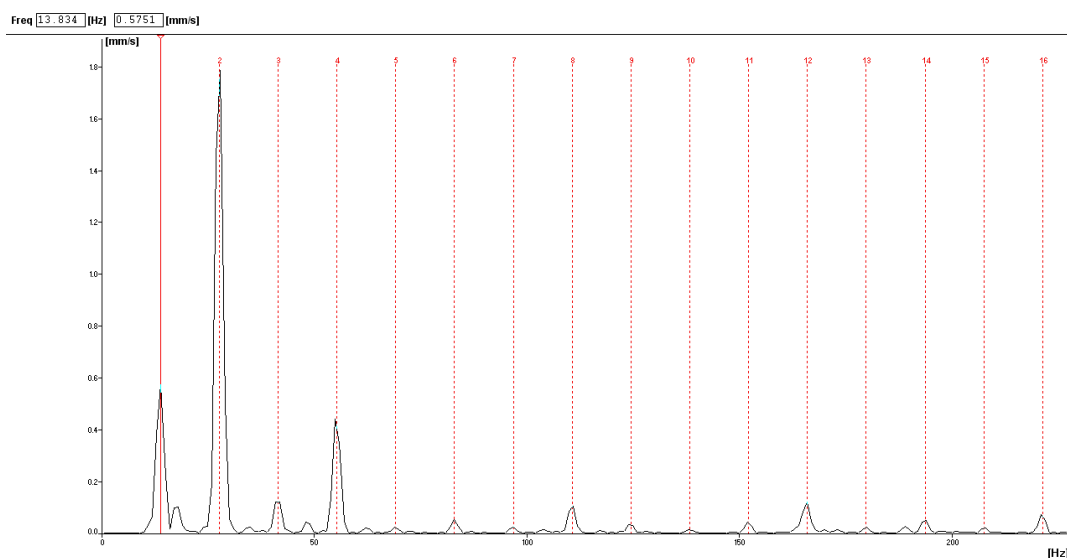
Měřící bod	1 (LP)	2 (LZ)	3 (PZ)	4 (PP)
Efektivní hodnoty rychlosti vibrací rámu stroje RMS 10 - 1600 Hz [mm/s]	1,7	1,6	1	1,2
Efektivní hodnoty rychlosti vibrací úchyty kabiny RMS 10-1600 Hz [mm/s]	1,4	1,6	2,1	1,3

Pro potvrzení vzniku rezonance byly provedeny měření rozběhů přímo na úchytech kabiny a na rámu stroje (Obr. 6-42). K nejvyšším hodnotám vibrací dochází při 1470 min^{-1} , což jsou v podstatě pracovní otáčky stroje. K vysokým hodnotám vibrací dochází ale i kolem otáček 1050 a 1800 min^{-1} . Velikost amplitudy vibrací při 1800 min^{-1} je ovšem mnohem menší než u předchozích dvou. S dalším zvyšováním otáček dochází k ustálení stroje, snižování vibrací a také ke snižování amplitudy druhé harmonické

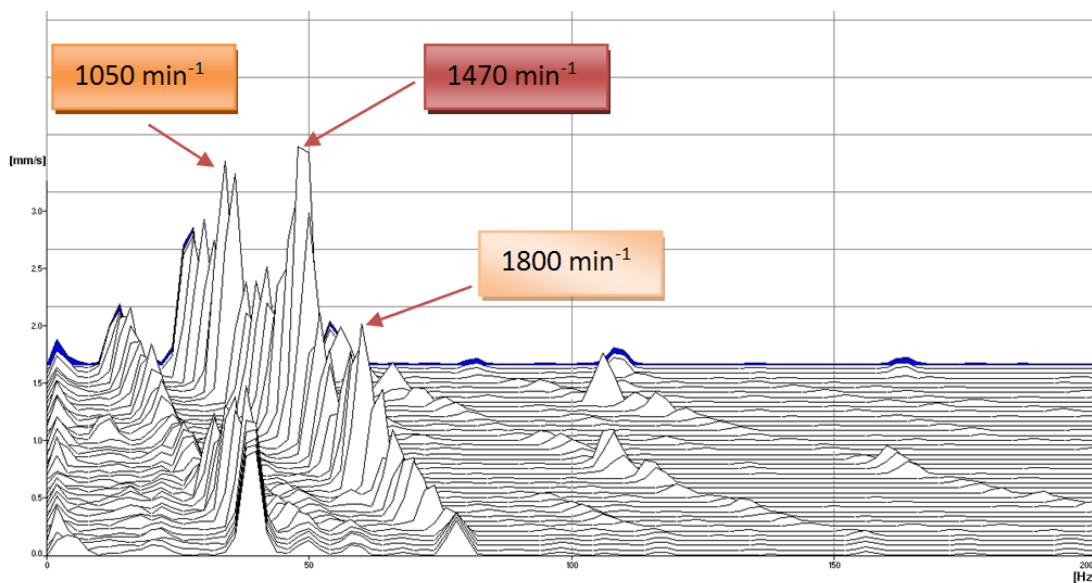
složky a současně ke zvyšování amplitudy na otáčkové frekvenci a její následné dominanci.



Obr. 6-40 Měřící místa úchyty kabiny a rámu - vlastní lit. [13]



Obr. 6-41 Spektrum amplitud vibrací na úchyty kabiny, první amplituda je na otáčkové frekvenci 1,8 Hz (830 min⁻¹) - vlastní lit. [13]



Obr. 6-42 Spektrum rozběhu kabiny pravé strany - vlastní lit. [13]

6.6.3 Modální analýza kabiny

Pro zjištění rezonančních frekvencí kabiny a její následnou optimalizaci byl vytvořen zjednodušený 3D model kabiny a provedeny simulace modální analýzy v programu Autodesk Inventor Professional 2010. Pro úplnost jsou zde uvedeny první čtyři vlastní frekvence kabiny stroje:

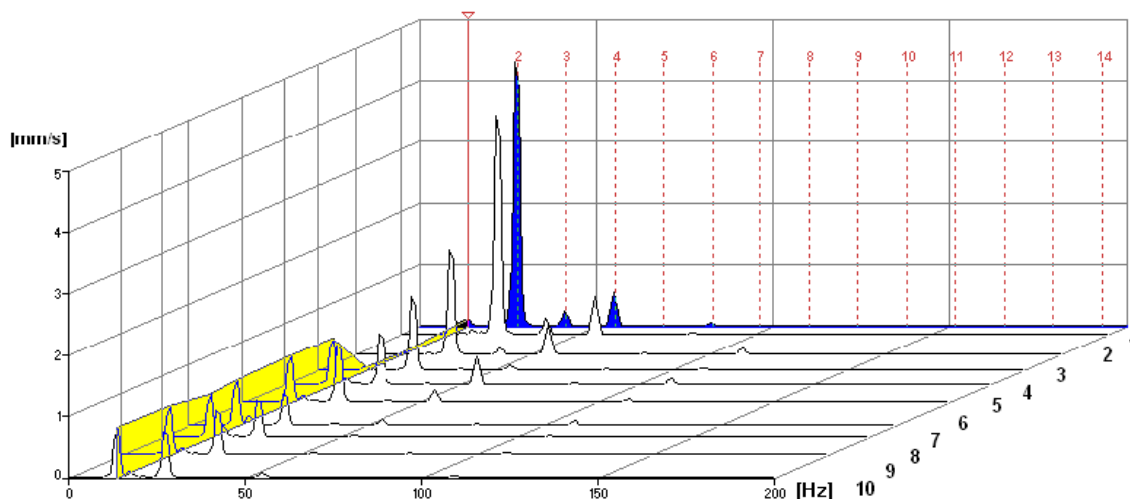
mód 1 22,39 Hz \cong 1340 min⁻¹

mód 2 27,86 Hz \cong 1670 min⁻¹

mód 3 54,35 Hz \cong 3260 min⁻¹

mód 4 70,71 Hz \cong 4240 min⁻¹

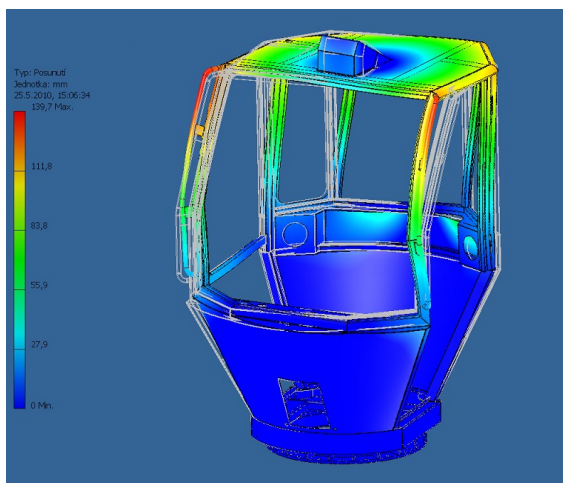
Jak je z výsledků patrné, stroj je provozován v oblasti několika vlastních rezonančních frekvencí kabiny. Znázornění chování kabiny při rezonančních módech je uvedeno na Obr. 6-44 a Obr. 6-45. Tvary kmitů jsou u módu 1 ÷ 3 velmi podobné, proto pro představu o chování kabiny při rezonanci stačí uvést pouze jeden obrázek.



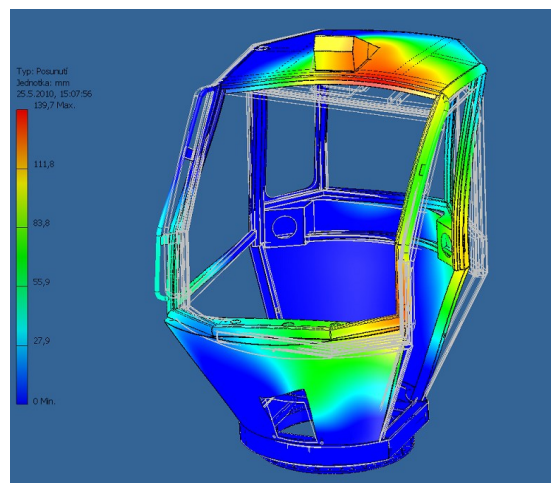
Obr. 6-43 Spektrum amplitud vibrací bodů na levé straně kabiny - vlastní lit. [13]

Pokud rozebereme problematiku hlouběji a uvědomíme si, že kabina je ve spektru vibrací buzena první i druhou harmonickou složkou (viz. Obr. 6-41 a Obr. 6-42), tak musíme předpokládat, že rezonance vzniká díky druhé harmonické amplitudě již při polovičních otáčkách. Po přepočtu docházíme k následujícím hodnotám frekvencí a otáček:

posunutý mód 1	11,2 Hz $\cong 670 \text{ min}^{-1}$
posunutý mód 2	13,93 Hz $\cong 720 \text{ min}^{-1}$
posunutý mód 3	27,18 Hz $\cong 1630 \text{ min}^{-1}$
posunutý mód 4	35,36 Hz $\cong 2120 \text{ min}^{-1}$

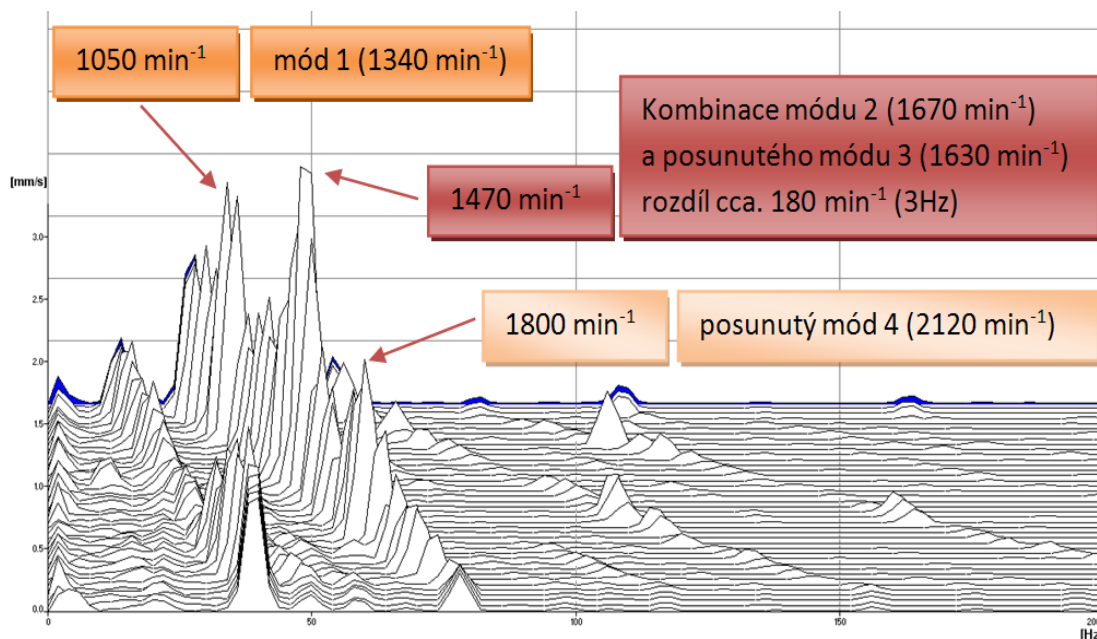


Obr. 6-44 Mód 1÷3 [13]



Obr. 6-45 – Mód 4 [13]

Ve výsledku může docházet vlivem působení první a druhé harmonické frekvence k teoretickému vzniku až 6 rezonancí v rozsahu celých otáček motoru. Vznik a projev na konstrukci kabiny je závislý na několika činitelích a jejich vzájemné kombinaci. Je třeba brát v úvahu, že kabina je umístěna na 4 silentblocích, přes které se přenáší rozdílná spektra s různou velikostí vibrací. Někdy je kabina buzena převážně otáčkovou složkou, někdy zase jejím násobkem (druhou harmonickou). To vše také závisí na silentblocích, na jejich útlumové charakteristice, na otáčkách, tuhosti konstrukce apod.



Obr. 6-46 – Spektrum rozběhu kabiny s doplněním - vlastní lit. [13]

Je třeba si také povšimnout neobvyklé blízkosti frekvence módu 2 a frekvence posunutého módu 3, rozdíl je velmi malý. Z toho lze usuzovat, že v blízkosti těchto frekvencí dochází ke sčítání vlivu působení těchto rezonancí, což se ve výsledku projeví mnohem výraznějšími vibracemi ve spektru, než u jiných módů. Výpočtově se tato hodnota kritických otáček přibližně rovná 1650 min^{-1} . Při rozboru Obr. 6-46, kde je záznam vibrací při rozběhu, nalezneme nejvyšší amplitudu na hodnotě 1470 min^{-1} . Srovnáním naměřené a vypočtené hodnoty otáček s nejvyšší hodnotou vibrací dojdeme k závěru, že tyto hodnoty otáček si jsou velmi podobné s minimálním rozdílem otáček cca. 180 min^{-1} . Můžeme tedy konstatovat, že špičku ve spektru rozběhu na hodnotě 1470 min^{-1} způsobila kombinace posunutého módu 3 a módu 2.

Budeme-li procházet naměřené spektrum rozběhu dále, můžeme přisoudit druhou nejvyšší špičku ve spektru, která vzniká při otáčkách 1050 min^{-1} , otáčkovému módu 1. Rozdíl mezi skutečností a výpočtem je tentokrát 290 min^{-1} . Zbývá ještě přisouzení poslední špičky ve spektru, která se nachází na hodnotě 1800 min^{-1} , posunutému módu 4. Tím jsou vyčerpány všechny možnosti, protože posunuté módy 1 a 2 se ve spektru nemůžou nacházet, jsou totiž překonány již při startu stroje, resp. při dosažení jeho volnoběžných otáček.

V tomto případě se jednalo o velmi specifickou problematiku. Poznatky získané při diagnostice těchto zemních strojů lze aplikovat i na jiné strojní zařízení. Vzhledem k tomu, že se v tomto případě jedná o velmi specifickou skupinu strojů s jedinečnými úskalími, navrhol bych v těchto případech expertní systém pouze jako asistenční. Jeho použití je silně omezeno širokou odlišností jednotlivých strojů a k správnému vyhodnocení je třeba zkušeného odborníka.

6.7 Zkušební standy pro diagnostiku ložisek

Pro potřeby disertační práce byly provedeny některé simulace na standech pro testování ložisek. Toto testování bylo provedeno díky vstřícnému přístupu firmy CMMS.

Na zkušebních standech byly zjišťovány projevy ložisek a možnosti jejich monitorování při využití některých metod. Při testování byly použity různé podmínky jejich provozování. Ložiska byla testována pod různým zatížením, dále byly sledovány projevy ložisek nemazaných, částečně mazaných, projevy ložisek s přidáním abraziva jako jsou ocelové piliny, prach, rez, cigaretový popel, částičky ze smrkového papíru.

Na Obr. 6-47 a Obr. 6-48 jsou znázorněny pohledy na jednotlivé sestavy standů s umístěním snímačů. Pro pohon byly použity motory s výkonem $0,18 \text{ kW}$ a jmenovitými otáčkami 1350 min^{-1} . Pro testování byla použita ložiska FK UC 204 s počtem kuliček 8.

Na zkušebních standech byly v průběhu životnosti ložisek monitorovány některé veličiny a metody o kterých jsme měli předpoklad, že budou mít vypovídající hodnotu o technickém stavu ložisek. Především byly sledovány následující veličiny a metody:

- Zrychlení, celková efektivní hodnota zrychlení byla sledována v několika pásmech, 500 – 1 500 Hz, 1 500 – 5 000 Hz, 5 000 – 10 000 Hz, 10 000 – 25 000 Hz, 500 – 10 000 Hz, 500 – 15 000 Hz, 500 – 25 000 Hz. Byl sledován nárůst efektivní hodnoty v těchto pásmech v závislosti na poškození ložisek. Jako nejuniverzálnější se jeví hodnocení zrychlení v pásmech 500 – 15 000 Hz, ale zajímavé výsledky přineslo i pásmo 500 – 10 000 Hz.
- Crest faktor – byl sledován poměr zrychlení PEAK/RMS v již zmíněných pásmech, opětovně pro univerzálnější použití doporučuji použití v pásmech 500 – 15 000 Hz.
- Metoda Kurtosis.
- Časový signál.
- Frekvenční spektrum.
- Další faktory a metody, které tu nebudou zmíněny, protože nepřinesly očekávané výsledky nebo nejsou v přímé spojitosti s touto prací, např. akustická diagnostika, termodiagnostika, metoda SEE, obálková analýza apod.

Výsledky měření a výpočtů jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 7). Vzhledem k délce těchto testů nejsou tyto hodnoty od prvopočátku testů, ale až k jejich konci, kdy došlo k prvopočátečním změnám dotyčných hodnot, resp. k prvopočátečním projevům zhoršování. Tyto hodnoty jsou poté pro možnost lepšího porovnání vyneseny v grafu (viz Obr. 6-49 a Obr. 6-50). Na těchto grafech lze pozorovat vývoj hodnot jednotlivých metod. Při pohledu na vývoj hodnot jako první začne generovat výstrahu Crest faktor, který jako první dosáhl na doporučenou alarmovou hodnotu (alarm volím z pravidla v rozmezí 3,5 - 4), při dalším měření se dokonce jeho hodnota vyšplhala až k 14,9, což je způsobeno vznikem drobných, ale ostrých trhlin v materiálu ložiska. Potom při pohybu valivého elementu přes ostrou hranu trhliny dochází k velkým rázům, na které je metoda Crest faktoru velmi citlivá.



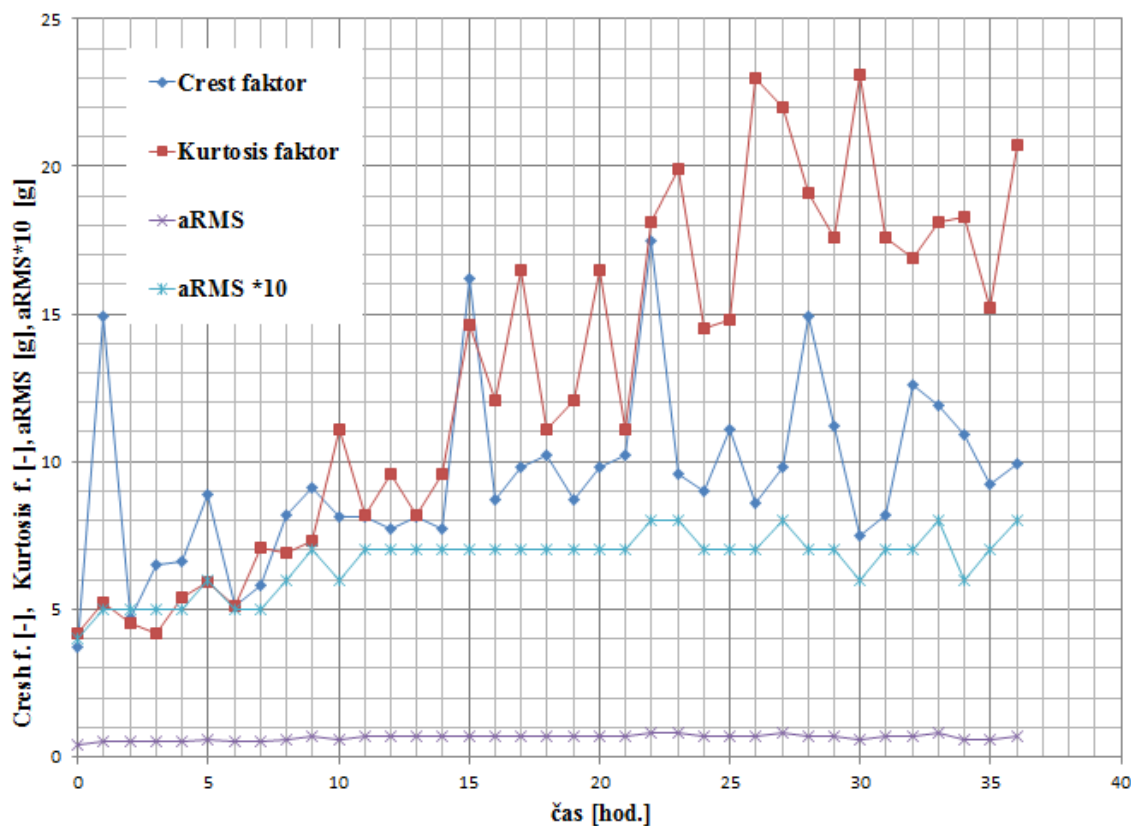
Obr. 6-47 Pohled na testovací standy A, B,C pro testování ložisek



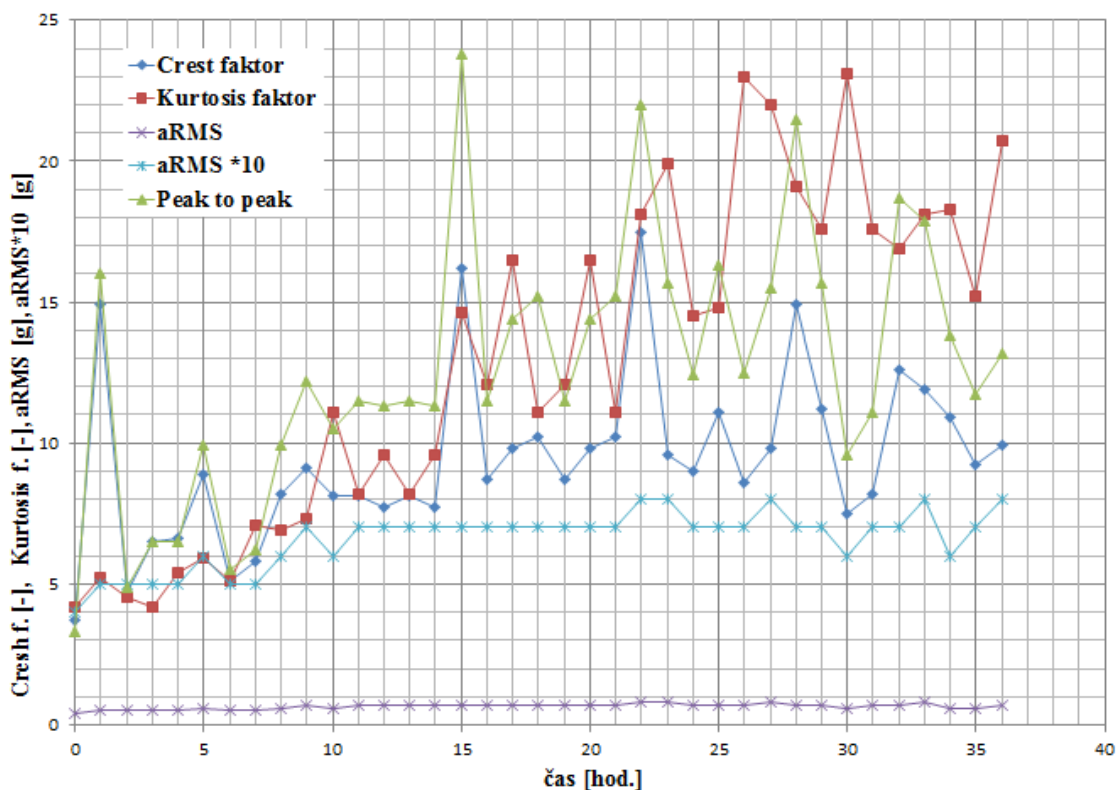
Obr. 6-48 Pohled na stand s aplikovaným on-line systémem s tříosými snímači

Tabulka 7 Záznam hodnot vybraných metod od prvopočátku poškození ložiska

model B ložisko L4, 500 - 15 000 Hz					
čas	Crest faktor	Kurtosis faktor	Peak to peak [g]	a_{RMS} [g]	$a_{RMS} \cdot 10$ [g]
0	3,7	4,2	3,3	0,4	4
1	14,9	5,2	16	0,5	5
2	4,7	4,5	4,9	0,5	5
3	6,5	4,2	6,5	0,5	5
4	6,6	5,4	6,5	0,5	5
5	8,9	5,9	9,9	0,6	6
6	5,1	5,1	5,5	0,5	5
7	5,8	7,1	6,2	0,5	5
8	8,2	6,9	9,9	0,6	6
9	9,1	7,3	12,2	0,7	7
10	8,1	11,1	10,5	0,6	6
11	8,1	8,2	11,5	0,7	7
12	7,7	9,6	11,3	0,7	7
13	8,1	8,2	11,5	0,7	7
14	7,7	9,6	11,3	0,7	7
15	16,2	14,6	23,8	0,7	7
16	8,7	12,1	11,5	0,7	7
17	9,8	16,5	14,4	0,7	7
18	10,2	11,1	15,2	0,7	7
19	8,7	12,1	11,5	0,7	7
20	9,8	16,5	14,4	0,7	7
21	10,2	11,1	15,2	0,7	7
22	17,5	18,1	22	0,8	8
23	9,6	19,9	15,7	0,8	8
24	9	14,5	12,4	0,7	7
25	11,1	14,8	16,3	0,7	7
26	8,6	23	12,5	0,7	7
27	9,8	22	15,5	0,8	8
28	14,9	19,1	21,5	0,7	7
29	11,2	17,6	15,7	0,7	7
30	7,5	23,1	9,6	0,6	6
31	8,2	17,6	11,1	0,7	7
32	12,6	16,9	18,7	0,7	7
33	11,9	18,1	17,9	0,8	8
34	10,9	18,3	13,8	0,6	6
35	9,2	15,2	11,7	0,6	7
36	9,9	20,7	13,2	0,7	8



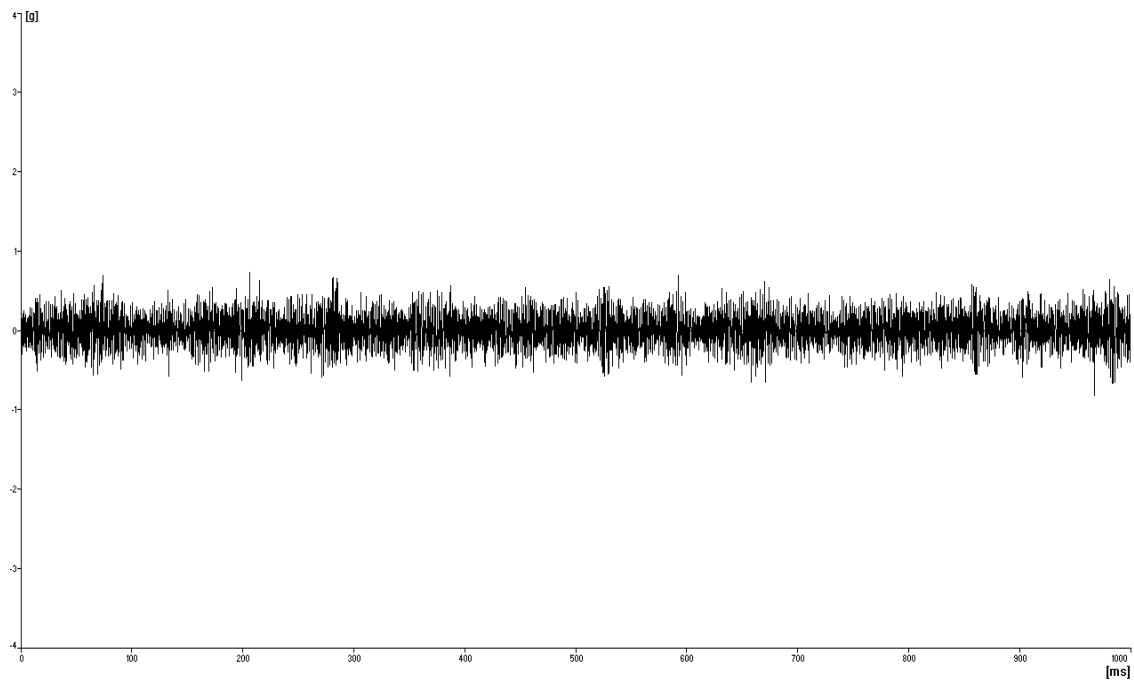
Obr. 6-49 Graf vývoje hodnot jednotlivých metod v závěrečné fázi životnosti ložiska



Obr. 6-50 Graf vývoje hodnot jednotlivých metod v závěrečné fázi životnosti ložiska s přidáním hodnot peak to peak



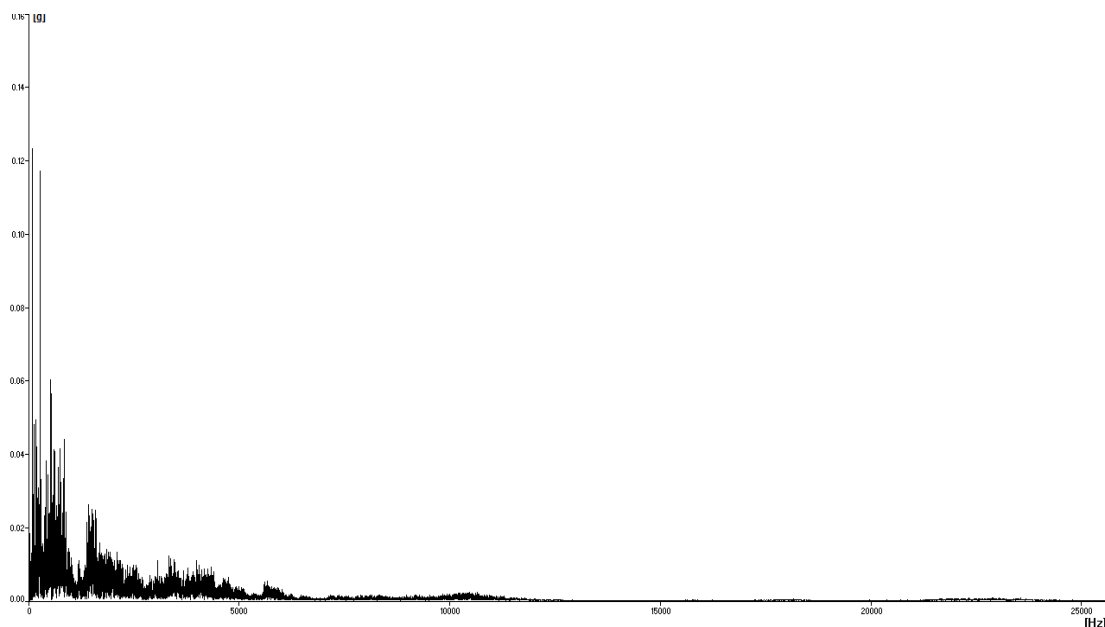
Obr. 6-51 Frekvenční spektrum - stav před začátkem testu, RMS spektra 0,18 g



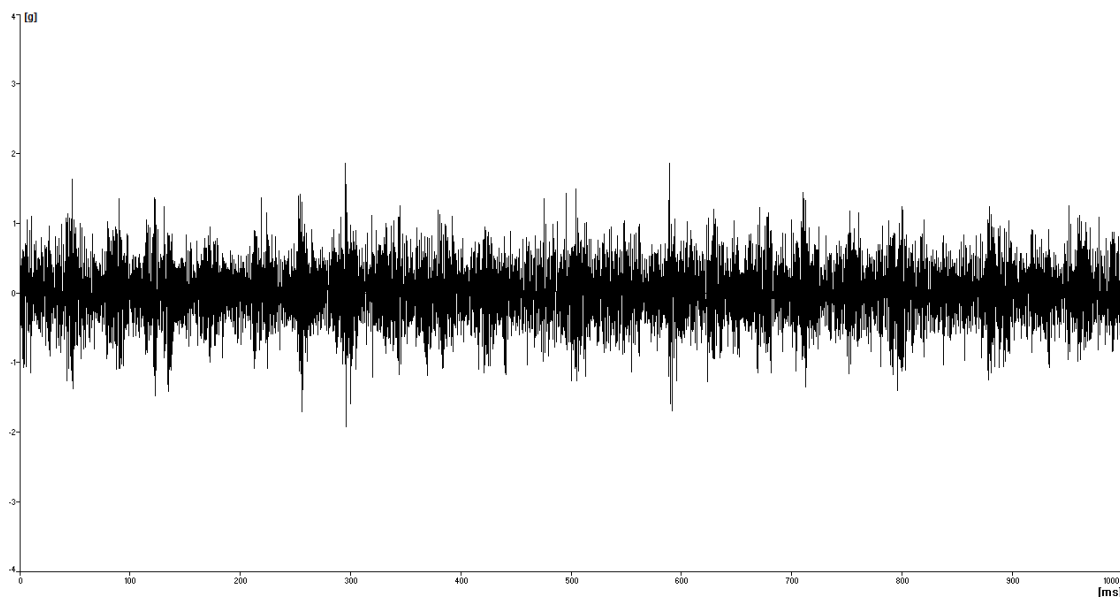
Obr. 6-52 Časový signál - stav před začátkem testu

Prvopočáteční vznik trhlin a mikropittingu s ostrými hranami a jejich silný projev v časovém spektru potom můžeme sledovat na Obr. 6-54 za pomoci špiček zrychlení. Na tomto obrázku je patrný nárůst ostrých špiček v celém časovém záznamu zrychlení oproti původnímu stavu (viz Obr. 6-52). V porovnání obou stavů je patrné zvýšení špičkových hodnot amplitud zrychlení až na trojnásobek, přičemž celková energie spektra se teprve lehce zvýšila. Právě na tuto změnu velikosti špičky a malou změnu energie reaguje velmi citlivě již zmiňovaný Crest faktor. Proto dokáže velmi spolehlivě reagovat již v prvopočátcích poškození ložiska.

Zatím co Crest faktor se projevuje výraznými skoky, tak Kurtosis faktor postupuje pozvolna, ale bez vysokých výkyvů. Jeho alarmová hodnota se zpravidla volí kolem 5, takže i on dokáže poměrně rychle odhalit zhoršující se stav ložiska. Navíc jeho postup je pozvolný a nedochází u něj k postupnému snižování, jako je to u Crest faktoru. Snižování tohoto faktoru je způsobeno jednak zahlazováním ostrých hran a současně vlivem rozšiřování trhlin nebo pittingu dochází k nárůstu celkové energie zrychlení ve frekvenčním spektru.



Obr. 6-53 Spektrum - prvopočátek poškození (v tabulce 0 hod.) RMS spektra 0,4 g

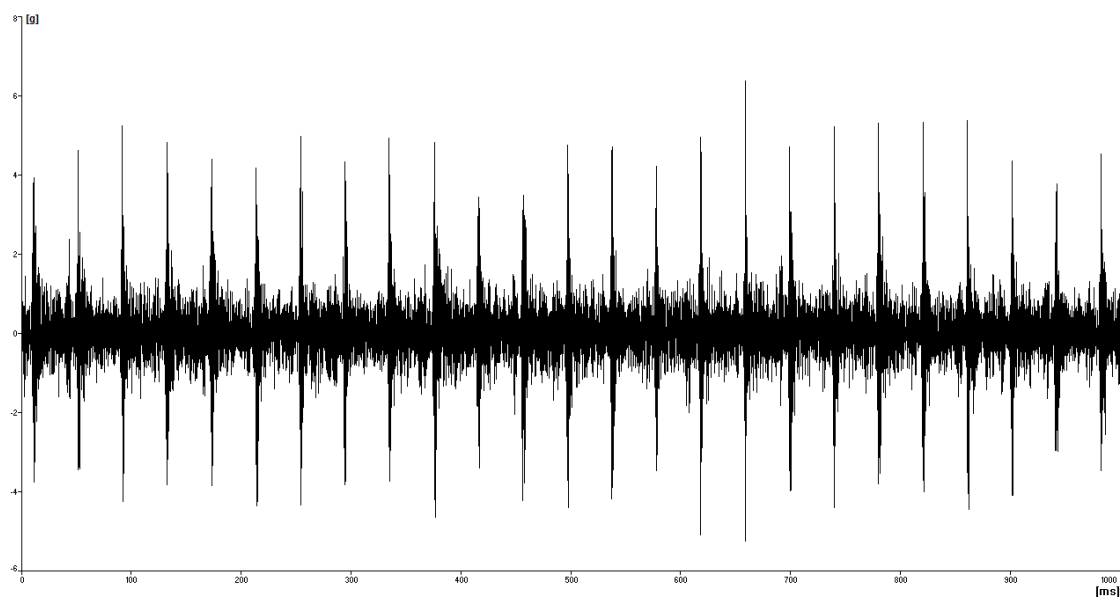


Obr. 6-54 Časový signál - prvopočátek poškození (v tabulce 0 hod.) RMS spektra 0,4 g

Skokové zvýšení špiček zrychlení při opětovném vzniku nových ostrých trhlin nebo pittingu můžeme sledovat na Obr. 6-56, kde je zobrazen časový záznam s velmi vysokými a krátkými rázy. Na tomto časovém záznamu je velmi názorně vidět projev teprve vznikajícího poškození ložiska. Přechod valivého elementu přes ostré hrany poškození způsobuje výrazné rázy, které jsou pak velmi dobře identifikovatelné v časovém záznamu.

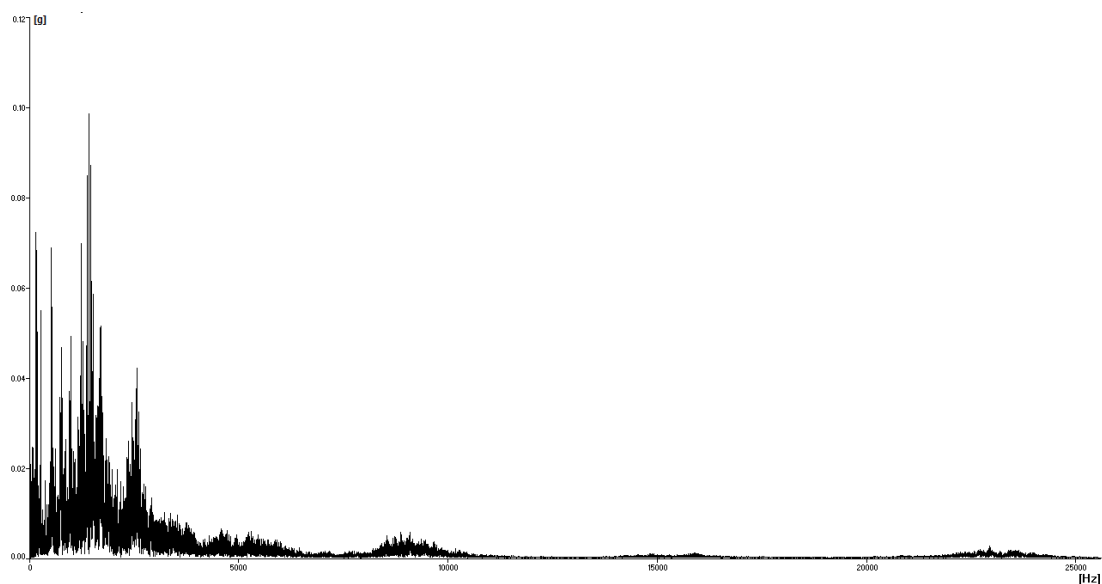


Obr. 6-55 Frekvenční spektrum - Ostré hrany trhlin, silné rázy (v tabulce 22 hod.) nejvyšší RMS spektra 0,8 g

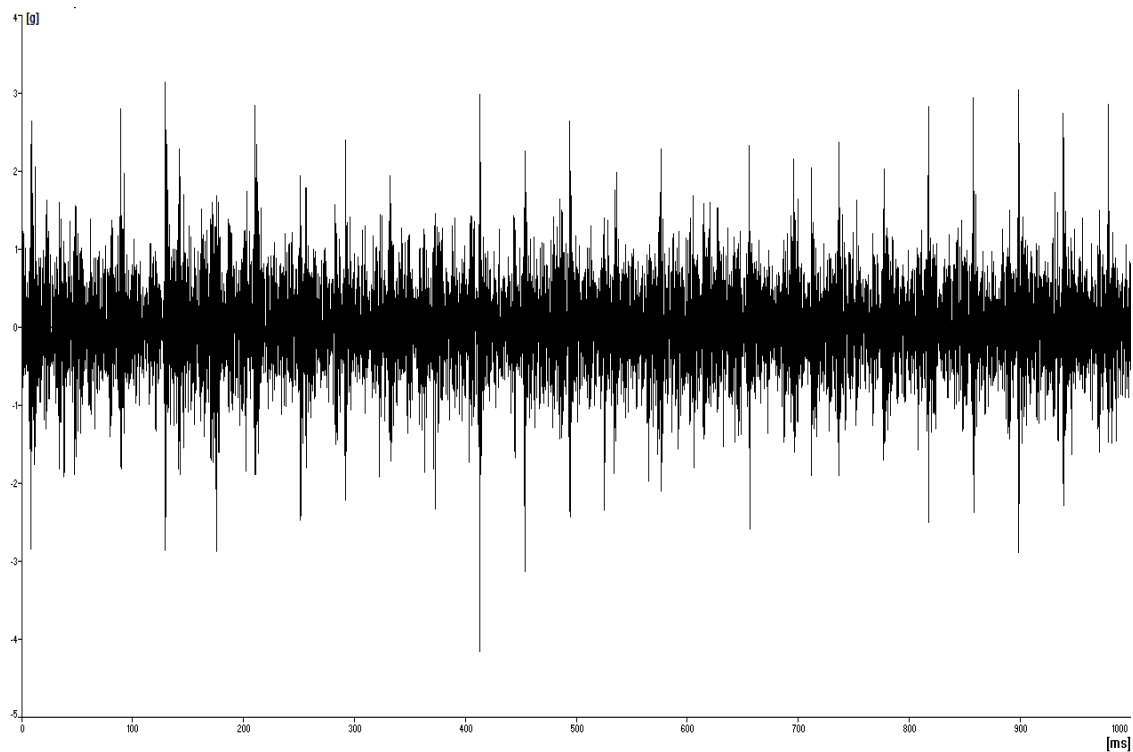


Obr. 6-56 Časový signál - Ostré hrany trhlín, silné rázy (v tabulce 22 hod.)

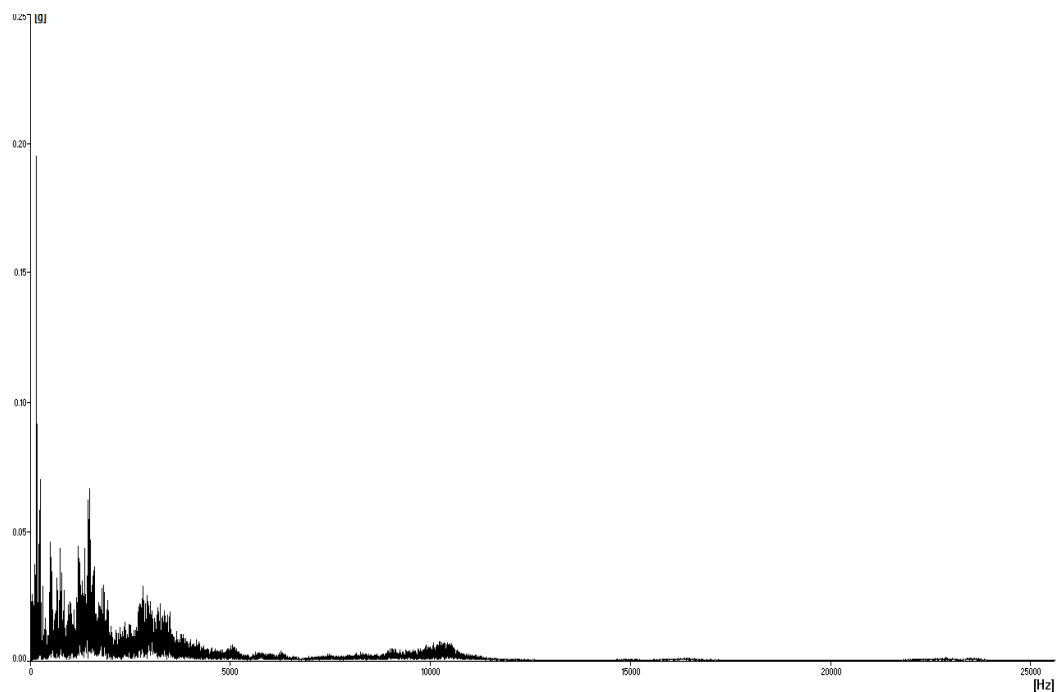
S postupným zahlazováním těchto hran dojde opětovně ke snížení rázových špiček (viz Obr. 6-58), ale současně se zvětšováním poškození se bude zvětšovat i celková energie ve frekvenčním spektru.



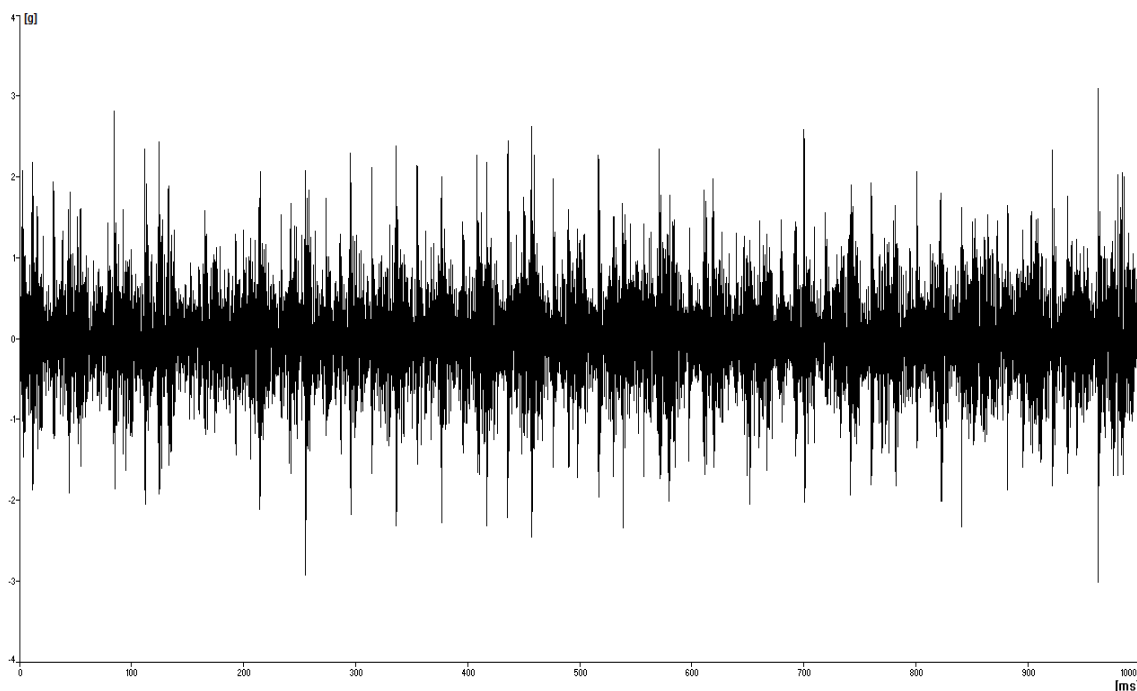
Obr. 6-57 Frekvenční spektrum - průběžné zahlazování nerovností, výkyvy ve zrychlení vibrací (v tabulce 30 nebo také 34 hod.) RMS spektra 0,6 g



Obr. 6-58 Časový signál - průběžné zahlazování nerovností, výkyvy ve zrychlení vibrací (v tabulce 30 nebo také 34 hod.)



Obr. 6-59 Frekvenční spektrum – konec testu, mírné zvyšování RMS, rozvíjení vady (v tabulce 36 hod.)
RMS spektra 0,7 g



Obr. 6-60 Časový signál – konec testu, mírné zvyšování RMS, rozvíjení vady (v tabulce 36 hod.) RMS spektra 0,7 g

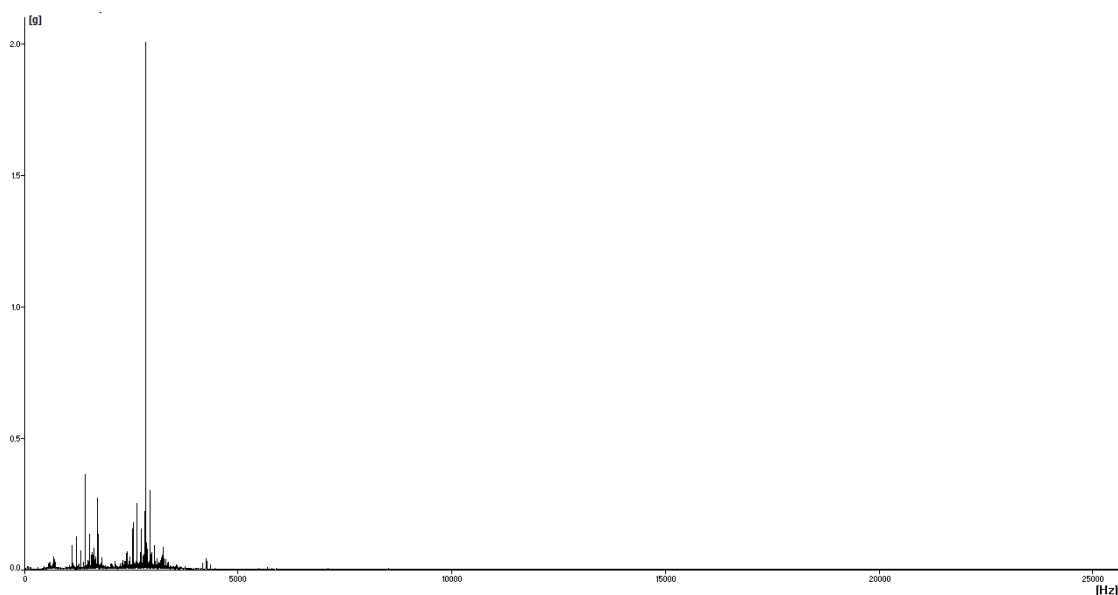
Vrátíme-li se zpětně ke grafu (Obr. 6-50) a budeme sledovat tentokrát průběh efektivní hodnoty zrychlení v daném rozsahu spektra (a_{RMS}), uvidíme také opětovný postupný nárůst této hodnoty z původní hodnoty 0,18 g až na hodnotu 0,8 g. V grafu je a_{RMS} pro lepší kontrast s ostatními metodami provedeno jako desetinásobek a označeno pod názvem $a_{RMS} \cdot 10$. Připomeneme-li si mnou doporučené hodnoty alarmu z Obr. 6-34 dojdeme k doporučené hodnotě mezi 0,7 až 0,8 g. Z grafu potom vidíme (Obr. 6-49), že reakce, resp. dosažení alarmové hodnoty je poněkud pomalejší, ovšem výkyvy této hodnoty nejsou tak razantní jako u jiných metod a také nedochází ke snižování hodnoty jako u Crest faktoru.

Hodnotu alarmu pro a_{RMS} si uživatel může stanovit samozřejmě nižší, s ohledem na specifika daného zařízení, zvýšila by se pravděpodobnost dřívější identifikace poruchy. Tato hodnota je ovšem stanovena s ohledem na teprve vznikající mikropitting. V této fázi již je viditelné poškození ložiska a v případě demontáže ložiska v této fázi lze jednoduše poukazovat na již vzniklé poškození (viz Obr. 6-63 až Obr. 6-65). V případě dřívější demontáže, kdy se vyskytuje teprve malé opotřebení nebo dochází teprve ke spojování podpovrchových trhlin, vystavujeme se možnému nařčení, že ložisko bylo vyměněno předčasně, že ložisko nejeví známky poškození a že došlo ke

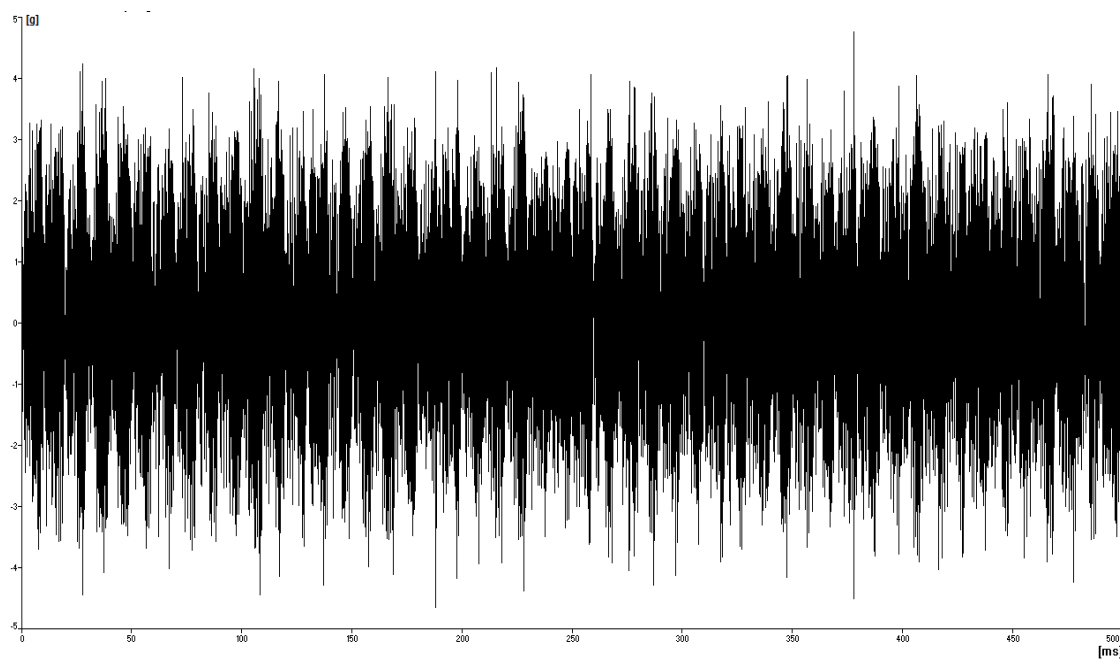
špatné diagnostice. Z tohoto důvodu doporučuji poněkud zdánlivě vyšší alarmové hodnoty zrychlení, než by mohly být reálně použity. Uživatel si toto nastavení může samozřejmě nastavit dle vlastních potřeb a zkušeností s ohledem na specifické vlastnosti strojního zařízení.

Příklady teprve vznikajícího poškození ložisek jsou na Obr. 6-63 až Obr. 6-65, kde jsou provedeny řezy ložisky z koncové fáze tohoto testu. Na obrázcích je patrné teprve vznikající opotřebení. Testovaná ložiska byla rozřezána již při prvních příznacích pravděpodobného vzniku poruchy. Důvodem bylo potvrzení včasné reakce metod na vznikající opotřebení, resp. závadu ložisek.

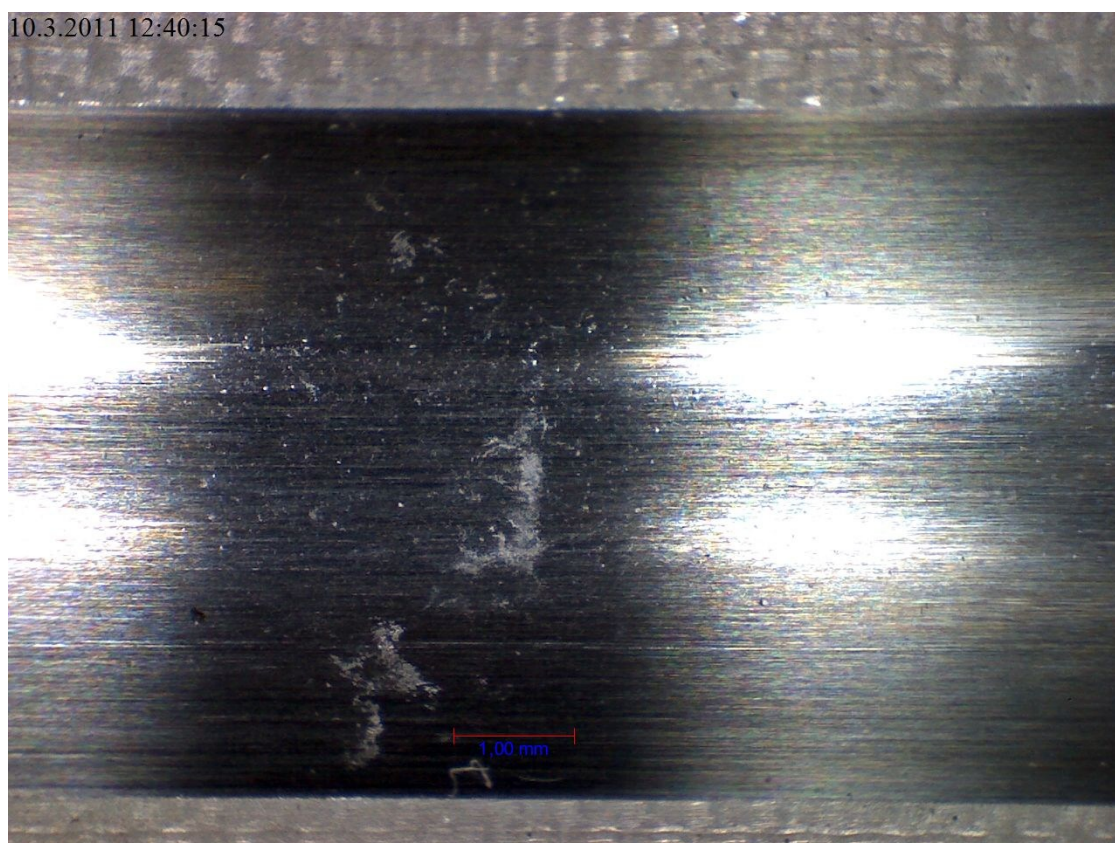
Vzhledem k ukončení testů v prvopočátku poškození uvádím na Obr. 6-61 a Obr. 6-62 praktický příklad velmi vážného poškození ložiska ventilátoru. Ačkoliv špičky v časovém záznamu nejsou příliš vysoké, tak množství energie v záznamu svědčí o velkém poškození ložiska. Ve spektru zrychlení jsou potom viditelné obrovské špičky zrychlení, v porovnání se spektry z tesů, je v tomto případě nejvyšší špičková hodnota amplitudy ve spektru až 10x vyšší.



Obr. 6-61 Frekvenční spektrum - praktický příklad velmi vážného poškození ložiska, RMS spektra 2,2 g

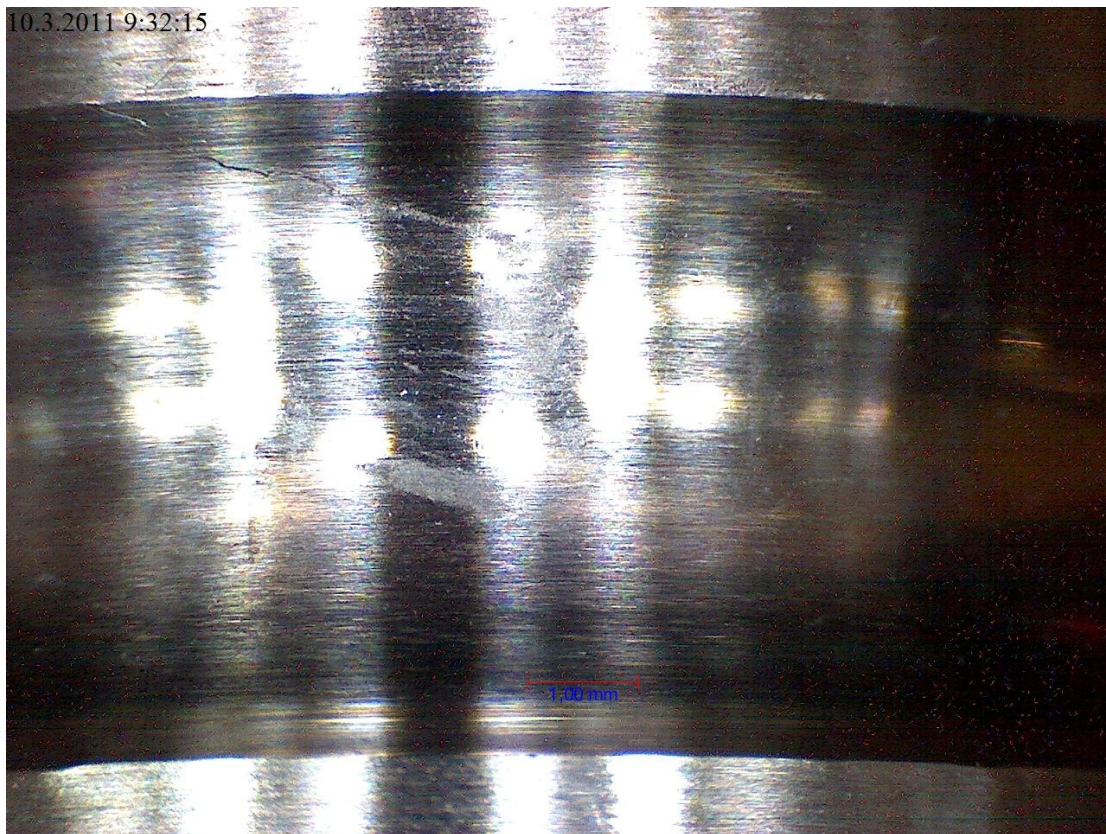


Obr. 6-62 Časový signál – praktický příklad velmivážného poškození ložiska



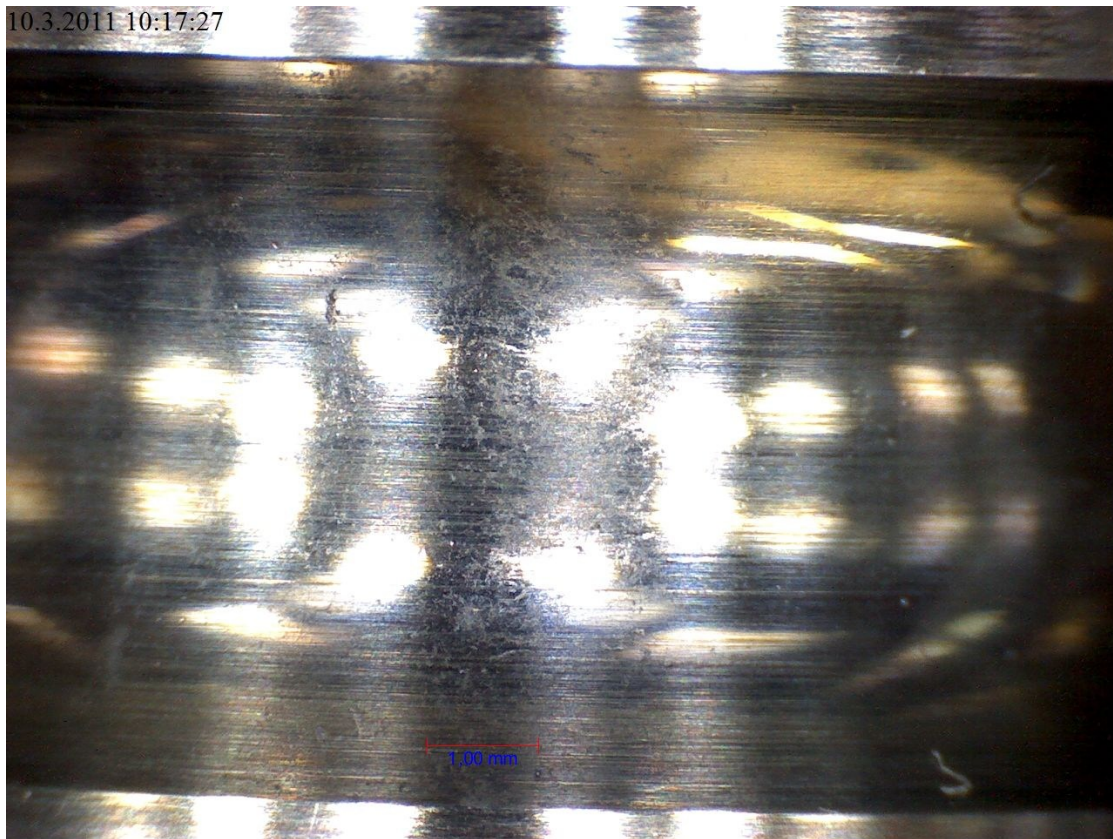
Obr. 6-63 Počáteční poškození ložiska L1

10.3.2011 9:32:15



Obr. 6-64 Počáteční poškození ložiska L2

10.3.2011 10:17:27



Obr. 6-65 Počáteční poškození ložiska L3

7 Zhodnocení dosažených výsledků a jejich přínos pro vědu a praxi

V souladu s cíli disertační práce jsem se zabýval širokou problematikou využití vibrodiagnostiky v expertních systémech. Vzhledem k teprve začínajícímu vývoji expertních systémů s touto problematikou, jsou mnou stanovené postupy, metody, alarmové hodnoty i jiné doporučení v této disertační práci původní a vysokým uplatněním v praxi.

Rozbor dosažených výsledků a jejich další vývoj:

Jedním ze stěžejních faktorů ovlivňujících správné vyhodnocení je správná identifikace otáček. Proto v disertační práci řeším problematiku správného stanovení otáček z frekvenčního spektra vibrací. Pro identifikaci otáček navrhuji, aby byla za otáčkovou frekvenci brána první amplituda ve spektru vibrací, která má vyšší hodnotu než 0,5 mm/s a je vyšší než 10 Hz. Tento způsob je dostatečně vhodný pro většinu zařízení. Další vývoj by mohl směřovat pro identifikaci nebo odfiltrování vlivů otáček hřídelů jednotlivých převodů na převodovce, které mohou měření ovlivnit nebo identifikace jejich otáček by sloužila k dalšímu vyhodnocení.

Patřičnou pozornost jsem věnoval metodám pro stanovení technického stavu zařízení a jejich možností implementace do expertních systémů. Dále jsem se zabýval nastavením vhodných hodnot, alarmů pro vhodnou reakci a upozornění na zhoršující se stav zařízení. V disertační práci je řešena rozsáhlá problematika využití monitorování celkové hodnoty zrychlení a rychlosti vibrací a jejich použitelnost v expertních systémech. Pro ověření vhodnosti a určení závislosti těchto metod na vlivu parametru otáček, zatížení a opotřebení byly provedeny četné experimenty, které jsou důležitou součástí této disertační práce. Dalšími zkoumanými metodami byly také Crest faktor a metoda Kurtosis. Tyto metody se také jeví jako vhodné pro použití v expertních systémech, ovšem je nutné brát v úvahu jistá úskalí těchto metod. Budoucí výzkum bych chtěl směřovat např. v dalším sledování reakcí těchto metod na velikost znečištění maziva, na druhu znečištění, na množství použitého maziva apod.

Další problematikou, která je v disertační práci řešena, je návrh jednotlivých modulů pro identifikaci technického stavu strojních zařízení pro tvorbu expertního

systému. Jedním z těchto modulů je modul pro odhalení nesymetrie elektromagnetického pole motoru. Pro správnou funkci tohoto modulu stanovují také maximální doporučené hodnoty rychlosti vibrací (Tabulka 5). Další výzkum by mohl v této oblasti směřovat ke zpřesnění těchto hodnot. Také se pro výzkum nabízí otázka závislost těchto hodnot na zatížení, popř. na jiných parametrech.

Předmětem výzkumu byl také časový signál a jeho využitelnost v expertních systémech. I přes jisté komplikace lze tento signál využívat např. v modulu přidírání rotoru. Za jeho pomoci lze odhalit vznikající kontakt, resp. tření mezi rotorem a statorem. Další modulem, který ovšem časový signál nevyužívá, pouze celkovou hodnotu rychlosti vibrací, je modul pro odhalení málo tuhé konstrukce, při jeho využití lze identifikovat problémy týkající se tuhosti konstrukce, případně některé případy uvolnění nebo porušení rámu.

Pro potřeby řešení této disertační práce byly provedeny četné experimenty na pokusných standech, ale i provozní měření na široké škále strojních zařízení jakož jsou zde uvedené čerpadla, vývěvy, ventilátory, obráběcí stroje, spalovací motory, zemní stroje a také na spoustě dalších zařízení, které přímo v této práci neuvádím, ale poznatky z těchto měření sloužily také pro tvorbu této disertační práce. Mezi tyto zařízení patřily především kulové mlýny, drtiče, kompresory, převodovky, převody, pily, brusky a jiné. Každé z těchto zařízení má své vlastní specifika a je nutné na ně brát zřetel. V budoucím vývoji hodlám v této práci nadále pokračovat a zpracovávat tak tuto problematiku, volit vhodné metody a zjišťovat jejich možnosti využití na daných zařízeních.

8 Závěr

V disertační práci v souladu s vytýčenými cíli řeším možnosti využití jednotlivých metod vibrodiagnostiky pro určení technického stavu strojních zařízení a jejich možnou aplikaci v expertních systémech. Expertní systémy pro vibrodiagnostiku jsou teprve v prvopočátcích, proto jsem se ve své disertační práci snažil obsáhnout co možná největší záběr této problematiky a navrhnout základní postupy, které jsou použitelné pro tvorbu tohoto systému. Dále jsem řešil návrh některých modulů a také možnosti využití již známých metod vibrodiagnostiky, které by byly vhodné pro implementaci do expertních systémů.

Aby diagnostik správně rozhodl o odstávce zařízení a následné výměně poškozených komponent, potřebuje četné zkušenosti a znalosti. Pro kvalifikované rozhodnutí musí současně využít a vzájemně porovnat několik metod, aby vyloučil případné chybné rozhodnutí. V případě expertního systému je tomu nápodobně, s tím rozdílem, že pokud má expertní systém správně rozhodnout, musí využít větší množství metod, aby se co nejvíce eliminovala možnost špatné identifikace technického stavu strojního zařízení. Expertní systém nemá vždy k dispozici tolik informací o chování stroje a podmínkách provozu jako diagnostik a musí se spoléhat pouze na naměřená nebo dodatečně zadaná data, či informace. Právě z těchto důvodů je nutné kombinovat více metod, aby se vyloučila nebo co možná nejvíce omezila možnost špatné identifikace poruchy.

V první části disertační práce provádím návrh jednotlivých funkcí pro rozčlenění pracovního prostředí expertního systému podle možných nároků a požadavků jednotlivých uživatelů a jejich výsledné funkce. Toto rozdělení pracovního prostředí je provedeno pod názvem: měření, asistence a pochůzka. Každý z těchto prostředí obsahuje určitá specifika, která mají umožnit co možná nejjednodušší obsluhu přístroje a současně zajistit dosažení požadovaných výsledků.

V disertační práci uvádím také návrhy některých modulů (pravidel), které lze použít pro výslednou diagnostiku a identifikaci druhu poruchy za pomoci expertního systému. Tyto moduly jsou výsledkem praktických zkušeností a jejich funkce je popsána na praktických případech. Na těchto případech je také probrána problematika jednotlivých skupin strojů s praktickým popisem vzniklých závad.

Dále jsou v práci provedeny jednotlivé experimenty pro ověření jednotlivých metod, které mohou sloužit přímo pro stanovení alarmových hodnot nebo pro stanovení včasného varování při zhoršujícím se provozním stavu. Pro stanovení upozornění při vzniku poškození byly použity metody např. Crest faktor nebo Kurtosis faktor a jiné. Dále byla zkoušena závislost rychlosti a zrychlení vibrací na otáčkách a také na zatížení. Dále jsem se zabýval diagnostikou a projevy nesymetrie elektrického pole rotoru. Všechny předcházející postupy, návrhy a metody by měly přispět k dalšímu vývoji expertních systémů.

Summary

In accordance with the specified goals in the dissertation work I deal with the utilization possibilities of particular methods of vibrodiagnostics for determination of enginery's technical state and their possible application in expert systems. The expert systems for vibrodiagnostics are still in their very beginnings, therefore in my dissertation work I tried to include as wide coverage of this problems as possible and propose basic procedures which could serve for the creation of this system. Furthermore, I was concerned with the suggestion of some moduli and utilization possibilities of already known methods which were suitable for implementation into the expert systems.

In order the diagnostician could well decide on the mechanism's shut-down and subsequent replacement of damaged components, he needs to dispose of numerous experience and knowledge. For the qualified decision he must use and mutually compare several methods at the same time in order he could exclude possible mistaken decision. In case of the expert system it's similar with this difference that if the expert system should decide well, it must use the larger amount of methods in order it could eliminate as much as possible the likelihood of wrong identification of the enginery's technical state. The expert system always doesn't have so much available information about the engine behaviour and running conditions as the diagnostician has, and it must rely only on the measured or additionally entered data, or information. Exactly from that reasons it's necessary to combine more methods in order the likelihood of disorder's wrong identification will be excluded or eliminated as much as possible.

In the first part of the dissertation work I carry out the proposal of particular functions for segmentation of work environment of expert system according to possible requirements and demands of particular users and their consequent function. This work environment's segmentation is carried out under the title: measurement, assistance and errand. Each of these environments contains the explicit specifics which are to enable as much simple engine service as possible and ensure the achievement of required results at the same time.

In the dissertation work I also mention the suggestions of some moduli (rules) which could be used for the resulting diagnostics and identification of disorder type with the help of expert system. These moduli are a result of practical experience and

their function is described on the practical cases. At these cases the problems of particular machines' groups is also examined with the practical description of malfunctions arisen.

Furthermore, in the work there are particular experiments for confirmation of separate methods carried out which could serve directly for determination of alarm values or for determination of early warning at deteriorating operating state. For the determination of warning at the failure creation there were used the Crest factor or Kurtosis factor methods and others. Further, there was tested the dependence of speed and acceleration on the revolutions and also on the load. Hereafter, I occupied myself by the diagnostics and symptoms of imbalance of the rotor's electric filed. All the preceding procedures, suggestions and methods should contribute to the further development of expert systems.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] HORÁK, V. *Využití expertních systémů v diagnostice strojních zařízení* [online], [cit.2011-4-20]. <http://www.cmms.cz/archiv-clanku/doc_download/37-expertni-systemy.html>.
- [2] *Informační leták* firmy Adash, spol. s r.o. [online], [cit. 2011-5-16]. <http://www.adash.cz/doc/a4400/A4400_info_CZ.pdf>.
- [3] BERRY, J. *Required Vibration Analysis Techniques and Instrumentation no Low Speed Machines*, Technical Associates of Charlotte, Charlotte 1992.
- [4] VOŠTOVÁ, V. – HELEBRANT, F. – JEŘÁBEK, K. *Provoz a údržba strojů – II. část Údržba strojů*. ČVUT v Praze, Praha 2002, 124 s. ISBN 80-01-02531-4.
- [5] Interní podklady firmy Edwards, s.r.o.
- [6] HELEBRANT, F. *Vibrační diagnostika VIB 01 - Základy vibrodiagnostiky*, Ediční středisko DTI, Bohumín 2007, 159 s.
- [7] ČSN ISO 10816. *Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech - Část 1: Všeobecné směrnice*, 1998. 24 s. ISSN 011412
- [8] SGLUNDA, R. *Diagnostika stavu valivých ložisek* [online], [cit. 2011-4-11]. <http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/vibro.htm>
- [9] BILOŠOVÁ, A. *Valivá ložiska* [online], [cit. 2011-4-13]. <http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/VIBDI_6.pdf>
- [10] *Diagnostika valivých ložisek* [online], [cit. 2011-5-18]. <http://www.adash.cz/doc/ApplicationNotes/diag_val_lozisek_man_cz.pdf>
- [11] Vnitropodnikové materiály České zbrojovky Uherský Brod. 2011.
- [12] BLATA, J. – KUBÍN, T. – UČEŇ, O. – KRISTEN, J. Diagnostika horizontálních čerpadel. In *Sborník 30. mezinárodní konference DIAGO 2011 –*

- Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení. Rožnov 1.02.2011-02.02.2011.* Ostrava: AHA TRADING, s.r.o., 2010, s. 12. ISBN 1210-311X, CD
- [13] BLATA, J. – UČEŇ, O. – KUBÍN, T. – KRISTEN, J. Diagnostika kabin nakládacích strojů. In *Sborník 30. mezinárodní konference DIAGO 2011 – Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení. Rožnov 1.02.2011-02.02.2011.* Ostrava: AHA TRADING, s.r.o., 2010, s. 13. ISBN 1210-311X, CD
- [14] BLATA, J. – UČEŇ, O. – KUBÍN, T. – KRISTEN, J. Optimalizace kabiny nakladače. *Zpravodaj Hnědé uhlí*. č. 3/2010. Most: VÚHU a. s. Most, 2010. s. 15-18. ISSN 1213-1660.
- [15] HELEBRANT, F. – BLATA, J. *Harmonizace optimalizace diagnostických metod a modulů*. /Dílčí zpráva grantového projektu MPO FR-TI1/537 „Komplexní diagnostický systém pro pásovou dopravu“, etapa E3/. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010, 23 stran.
- [16] BLATA, J. *Metody technické diagnostiky*. /Učební text předmětu „Technická diagnostika“ vytvořen v rámci projektu OP VK CZ.1.07/2.3.00/09.0147/ 1. vydání, Ostrava: Vysoká škola báňská, 2011. 27 stran.
- [17] BLATA, J. *Metody technické diagnostiky CV*. /Návody do cvičení předmětu „Technická diagnostika“ vytvořen v rámci projektu OP VK CZ.1.07/2.3.00/09.0147/ 1. vydání, Ostrava: Vysoká škola báňská, 2011. 28 stran.
- [18] BLATA, J. – KUBÍN, T. – UČEŇ, O. – KRISTEN, J. Rezonance a optimalizace kabiny nakladače. In *Kvalita a spolehlivost technických systémů 2011, Quality and reliability of technical systems*. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2011, s. 160-165. ISBN 978-80-552-0595-3.

Vlastní publikační činnost

- [1] BLATA, J. Rovnací stroje. In *Workshop 2005 fakulty strojní*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, fakulta strojní, 2005, s. 14. ISBN 80-248-0999-0.
- [2] JURMAN, J. – FRIES, J. – BLATA, J. Možnosti zvýšení spolehlivosti strojů. In *II. konference „Strojní zařízení používaná při hornické činnosti a činnosti prováděné hornickým způsobem, jejich bezpečnost a nové trendy“*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava: MONTANEX a.s., 2005, s. 43-48. ISBN 80-7225-185-6
- [3] FRIES, J. – BLATA, J. Stanovení provozuschopnosti hlavního nosníku sedla potrubí. In *Kvalita a spolehlivost technických systémů 2005, Quality and reliability of technical systems*. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2005, s. 16-21. ISBN 80-8069-707-8
- [4] BLATA, J. Šestiválcový stroj na rovnání trubek. *Technická diagnostika*, z1/2006, s. 8. ISSN 1210-311X.
- [5] BLATA, J. Analýza změny namáhání teleskopických kleští pro dopravu svitků plechů při působení teploty svitků v čase. In *Transfer 2006 - Využívanie nových poznatkov v strojárскеj praxi, 8. mezinárodná vedecká konferencia*. Trenčín: Fakulta špeciálnej techniky, TU v Trenčíně, 2006, s. 106-111. ISSN 1336-9695.
- [6] BLATA, J. Analýza změny namáhání teleskopických kleští pro dopravu svitků plechů při působení teploty svitků v čase. In *Workshop 2006 fakulty strojní*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, fakulta strojní, 2006, s. 14. ISBN 80-248-0999-0.
- [7] JURMAN, J. – FRIES, J. – BLATA J. Excavation process control with using modern methods in the case of giant machines. In *Sborník International Conference Brown Coal and Power Engineering*. Most: VÚHU Most, 2006, s. 31. ISBN 80-239-7667-2. CD 7 s.
- [8] BLATA, J. Analýza změny namáhání teleskopických kleští pro dopravu svitků plechů při působení teploty svitků v čase. *Technická diagnostika*, z1/2007, s. 10. ISSN 1210-311X.
- [9] JURMAN, J. – FRIES, J. – BLATA, J. Možnosti využití GPS při řízení dobývacího procesu velkostrojů. *Technická diagnostika*, z1/2007, s. 25-26 - CD, s. 184-190. ISSN 1210-311X
- [10] BLATA, J. Teleskopické kleště pro dopravu svitků plechů při působení teploty svitků v čase. In *Transfer 2007 - Využívanie nových poznatkov v strojárскеj*

- praxi, 9. mezinárodní vedecká konferencia. Trenčín: Fakulta špeciálnej techniky, TU v Trenčíne, 2007, s. 105-108. ISSN 1336-9695.*
- [11] BLATA, J. Namáhání teleskopických kleští při působení teploty v čase. In *Sborník 27. mezinárodní konference DIAGO 2008 – Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení*. 2010, s. 40-45. ISBN 1210-311X, CD
- [12] UČEŇ, O. – BLATA, J. – KUBÍN, T. Chlazení radiálního válce. In *DIS 2009 – Teória a aplikácia metód technickej diagnostiky*. Košice: ATD SR, 2009, s. 6 ISBN 978-80-553-0221-8.
- [13] UČEŇ, O. – KUNZL, P. – BLATA, J. – KUBÍN, T. New Trends in Car Design with Reference to Pedestrians Safety. In *DIS 2010 – Teória a aplikácia metód technickej diagnostiky*. Košice: ATD SR. 2010, s. 7 ISBN 978-80-553-0503-5.
- [14] UČEŇ, O. – BLATA, J. – KUBÍN, T. Nové trendy v konstrukci automobilů s ohledem na bezpečnost chodců. In *Sborník 29. mezinárodní konference DIAGO 2010 – Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení. Rožnov 02.02.2010 - 03.02.2010*. Ostrava: AHA TRADING, s.r.o., 2010, s. 413-418. ISBN 1210-311X, CD
- [15] UČEŇ, O. – KUNZL, P. – BLATA, J. – KUBÍN, T. Trends in Car Design with Reference to Pedestrians Safety. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské-Technické univerzity Ostrava. Řada strojní*, 2010, roč. LVI, č. 1, s. 327-332. ISSN 1210-0471.
- [16] BLATA, J. – UČEŇ, O. – KUBÍN, T. – KRISTEN, J. Optimalizace kabiny nakladače. *Zpravodaj Hnědé uhlí*. č. 3/2010. Most: VÚHU a. s. Most, 2010. s. 15-18. ISSN 1213-1660.
- [17] KUBÍN, T. – UČEŇ, O. – BLATA, J. Využití metody reverzního inženýrství při řešení destrukce rohových válců na mechanizované výztuži Glinik 06/15 POzS. In *TEMAG 2010 – Trwalość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych XVIII*. Gliwice – Ustroń: Instytut Mechanizacji górnictwa wydziału górnictwa i geologii Politechniki Slaskiej. 2010, s. 106-114. ISBN 978-83-61442-16-5.
- [18] BLATA, J. – KUBÍN, T. – UČEŇ, O. – KRISTEN, J. Diagnostika horizontálních čerpadel. In *Sborník 30. mezinárodní konference DIAGO 2011 – Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení. Rožnov 1.02.2011-02.02.2011*. Ostrava: AHA TRADING, s.r.o., 2010, s. 12. ISBN 1210-311X, CD

- [19] BLATA, J. – UČEŇ, O. – KUBÍN, T. – KRISTEN, J. Diagnostika kabin nakládacích strojů. In *Sborník 30. mezinárodní konference DIAGO 2011 – Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení. Rožnov 1.02.2011-02.02.2011*. Ostrava: AHA TRADING, s.r.o., 2010, s. 13. ISBN 1210-311X, CD
- [20] HELEBRANT, F. – BLATA, J. *Harmonizace optimalizace diagnostických metod a modulů*. /Dílčí zpráva grantového projektu MPO FR-TII/537 „Komplexní diagnostický systém pro pásovou dopravu“, etapa E3/. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010, 23 stran.
- [21] BLATA, J. *Metody technické diagnostiky*. /Učební text předmětu „Technická diagnostika“ vytvořen v rámci projektu OP VK CZ.1.07/2.3.00/09.0147/ 1. vydání, Ostrava: Vysoká škola báňská, 2011. 27 stran.
- [22] BLATA, J. *Metody technické diagnostiky CV*. /Návody do cvičení předmětu „Technická diagnostika“ vytvořen v rámci projektu OP VK CZ.1.07/2.3.00/09.0147/ 1. vydání, Ostrava: Vysoká škola báňská, 2011. 28 stran.
- [23] BLATA, J. – KUBÍN, T. – UČEŇ, O. – KRISTEN, J. Rezonance a optimalizace kabiny nakladače. In *Kvalita a spolehlivost technických systémů 2011, Quality and reliability of technical systems*. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2011, s. 160-165. ISBN 978-80-552-0595-3.

Funkční vzorky

1. Funkční vzorek – Víceúčelová mobilní měřicí stanice. Původci vynálezu: KUBÍN, T, UČEŇ, O a BLATA, J. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009. Ev. č. 045/02-07-2010_F.
2. Funkční vzorek – Zařízení pro zjišťování štípacích sil u dřeva. Původci vynálezu: UČEŇ, O., MACHŮ, V., KUBÍN, T a BLATA, J. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Ev. č. 150/20-12-2010_F.
3. Funkční vzorek – Měřicí zařízení pro ověřování mechanických vlastností standardních ocelových profilů. Původci vynálezu: KUBÍN, T. a BLATA, J. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Ev. č. 046/02-07-2010_F.
4. Funkční vzorek – Zařízení modelování vlastních frekvencí. Původci vynálezu: KUBÍN, T, UČEŇ, O., BLATA, J. a HRABEC, L. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011. Ev. č. 027/05-05-2011_F.
5. Funkční vzorek – Model diagnostických měření pohonu: BLATA, J. KUBÍN, T. UČEŇ, O. a HRABEC, L. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011. Ev. č. 029/06-05-2011_F.
6. Funkční vzorek – Zařízení pro testování adhezních přísad: KUBÍN, T, UČEŇ, O. a BLATA, J. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011. Ev. č. 031/06-05-2011_F.

Seznam obrázků

Obr. 0-1 Princip asistenčního systému [15].....	10
Obr. 0-2 Struktura asistenčního systému [15]	10
Obr. 1-1 Prototyp analyzátoru VA4Pro	13
Obr. 1-2 Vyráběný analyzátor A 4400 VA4 Pro [2].....	13
Obr. 1-3 Klešťový ampérmetr PK 460	15
Obr. 1-4 Praktické použití ampérmetru	15
Obr. 1-5 Měřicí mikrofón 130E20	15
Obr. 1-6 Praktické použití mikrofónu	15
Obr. 1-7 Třísosý snímač vibrací	15
Obr. 1-8 Vibrodiagnostický přístroj A4900 III.....	15
Obr. 2-1 Harmonické kmitání se znázorněním maximální amplitudy, střední kvadratické a absolutní hodnoty [4]	16
Obr. 2-2 Statická nevyváženost, vlastní lit. [16].....	18
Obr. 2-3 Momentová nevyváženost, vlastní lit. [16]	19
Obr. 2-4 Příklad frekvenčního spektra s nevyváhou statickou nebo momentovou	19
Obr. 2-5 Dynamická nevyváženost, vlastní lit. [16]	20
Obr. 2-6 Projev dynamické nevyváženosti ve spektru vibrací	21
Obr. 2-7 Znázornění rovnoběžné nesouososti při rovnoběžném přesazení hřídelů.....	22
Obr. 2-8 Typický projev rovnoběžné nesouososti v radiálním směru s vyznačením otáčkové složky ve frekvenčním spektru	22
Obr. 2-9 Znázornění úhlové nesouososti	23
Obr. 2-10 Typický projev úhlové nesouososti v axiálním směru s vyznačením otáčkové složky ve frekvenčním spektru	23
Obr. 2-11 Vliv velikosti tlumení na velikost amplitudy vibrací, vlastní lit. [16]	24
Obr. 2-12 První rezonanční mód, vlastní lit. [16].....	26
Obr. 2-13 Druhý rezonanční mód, vlastní lit. [16]	26
Obr. 2-14 – Třetí rezonanční mód, vlastní lit. [16].....	26
Obr. 4-1 Znázornění možného vyobrazení pro asistenci při měření na motoru [16].....	29
Obr. 4-2 Pohled na možné vyobrazení sestavy pohonu - motor, spojka, převodovka, pro použití v expertním systému	31
Obr. 5-1 Spektrum rychlosti s označením otáčkové frekvence 22,75 Hz.....	34

Obr. 5-2 Časový průběh poškození ložiska s vyznačením možností identifikace poruchy, vlastní lit. [16].....	36
Obr. 5-3 Zobrazení vývoje Crest faktoru v průběhu životnosti ložiska [10].....	37
Obr. 5-4 Praktický příklad znázornění poruchy nesymetrie magnetického pole v pásmovém grafu v DDS 2011	39
Obr. 5-5 Znázornění časového záznamu vibrací s přidíráním rotoru elektromotoru.....	41
Obr. 5-6 Znázornění frekvenčního spektra rychlosti s harmonickými násobky otáčkové frekvence s vadou přidíráním rotoru elektromotoru.	41
Obr. 5-7 Časový záznam s mírnou nesymetrií rychlosti vibrací elektromotoru v horizontálním směru, max. rozkmit + 30 až – 40 mm/s	42
Obr. 5-8 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací elektromotoru s mírnou nesymetrií vlny	42
Obr. 5-9 Praktický příklad záznamových vibrací v časovém záznamu	43
Obr. 6-1: Frekvenční spektrum rychlosti vibrací čtyřdobého čtyřválcového motoru, měřeno na rámu konstrukce stroje.	45
Obr. 6-2 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací čtyřdobého šestiválcového motoru, měřeno na rámu konstrukce stroje.	45
Obr. 6-3 Celkový pohled na sestavu jednoho z čerpadel, vlastní lit. [12]	46
Obr. 6-4 Zobrazení efektivních hodnot vibrací všech měřených bodů ve frekvenčním pásmu 10 -1000 Hz, vlastní lit. [12].....	47
Obr. 6-5 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 1 v horizontálním směru (ML1H), vlastní lit. [12]	48
Obr. 6-6 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 2 v axiálním směru (ML2A), vlastní lit. [12]	49
Obr. 6-7 Pohled na prasklinu rámu na levé zadní straně motoru (LZ Mot) [12].....	50
Obr. 6-8 Pohled na prasklinu rámu na pravé zadní straně motoru (PZ Mot) [12].....	51
Obr. 6-9 Pohled na uvolnění rámu od základu na pravé straně motoru, vlastní lit. [12] 51	
Obr. 6-10 Zobrazení efektivních hodnot rychlosti vibrací všech měřených bodů v pásmu 10-1000 Hz.....	52
Obr. 6-11 Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 1 v horizontálním směru (ML1H)	52
Obr. 6-12 Typický projev málo tuhé konstrukce, uvolnění nebo praskliny	53
Obr. 6-13 Konstrukční provedení rotační lamelové vývěvy RV [5]	55

Obr. 6-14 Pohled na měřenou sestavu vývěvy	55
Obr. 6-15 Frekvenční spektrum s vyznačením první a druhé otáčkové frekvence, včetně druhé násobku síťové frekvence, měřeno na sestavě vývěvy	57
Obr. 6-16 Detail časového záznamu záznejových vibrací s vyznačením jedné otáčky hřídele (40,5 ms), měřeno na sestavě vývěvy	58
Obr. 6-17 Doběhový záznam frekvenčního spektra rychlosti vibrací samotného elektromotoru vývěvy, měřeno s odstupem 1s.....	58
Obr. 6-18 Doběh elektromotoru – průběh snižování otáček elektromotoru	59
Obr. 6-19 Doběh – průběh celková efektivní rychlosti vibrací elektromotoru.....	59
Obr. 6-20 Pohled na sestavu pohonu radiálního ventilátoru pro odvod spalín.....	62
Obr. 6-21 Průběh otáček ventilátoru v závislosti na čase v nezátíženém stavu.....	63
Obr. 6-22 Průběh efektivní hodnoty vibrací ventilátoru v závislosti na čase v nezátíženém stavu	63
Obr. 6-23 Průběh otáček ventilátoru v závislosti na čase v zatíženém stavu	64
Obr. 6-24 Průběh efektivní hodnoty vibrací ventilátoru v závislosti na čase v zatíženém stavu	64
Obr. 6-25 Průběh efektivní hodnoty vibrací ventilátoru v závislosti na otáčkách v nezátíženém stavu	65
Obr. 6-26 Srovnání efektivních hodnot vibrací ventilátoru v závislosti na otáčkách v zatíženém a nezátíženém stavu	65
Obr. 6-27 Porovnání rozdílu efektivních hodnot vibrací mezi zatíženým a nezátíženým ventilátorem v závislosti na otáčkách s upravením rezonanční oblasti	66
Obr. 6-28 Průběh celkové efektivní hodnoty zrychlení na motoru bez zatížení.....	67
Obr. 6-29 Průběh celkové efektivní hodnoty zrychlení na motoru se zatížením.....	67
Obr. 6-30 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení na motoru.....	68
Obr. 6-31 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení na ložisku 1	68
Obr. 6-32 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení na ložisku 2.....	69
Obr. 6-33 Porovnání celkových efektivních hodnot zrychlení jednotlivých měřících míst	69
Obr. 6-34 Stanovení alarmové hodnoty pro celkovou efektivní hodnotu zrychlení v pásmu od 500 do 16800 Hz v závislosti na otáčkách.	70
Obr. 6-35 Pohled na dostupnost a umístění snímače na obráběcím stroji Heller H 2000	71

Obr. 6-36 Zjednodušené schéma obráběcího stroje Heller 2000, 1- Pracovní jednotka (vřeteno), 2 - Otvor pro údržbu, Ochranné dveře pracovního prostoru. [11]	72
Obr. 6-37 Spektrum rychlosti vibrací obráběcího stroje MC 526 25	73
Obr. 6-38 Frekvenční spektrum zrychlení s rušivým vlivem přívodu vzduchu	73
Obr. 6-39 Znázornění měřených míst levé strany - vlastní lit. [13].....	75
Obr. 6-40 Měřicí místa úchyty kabiny a rámu - vlastní lit. [13].....	76
Obr. 6-41 Spektrum amplitud vibrací na úchyty kabiny, první amplituda je na otáčkové frekvenci 1,8 Hz (830 min^{-1}) - vlastní lit. [13].....	76
Obr. 6-42 Spektrum rozběhu kabiny pravé strany - vlastní lit. [13].....	77
Obr. 6-43 Spektrum amplitud vibrací bodů na levé straně kabiny - vlastní lit. [13].....	78
Obr. 6-44 Múd 1÷3 [13]	78
Obr. 6-45 – Múd 4 [13].....	78
Obr. 6-46 – Spektrum rozběhu kabiny s doplněním - vlastní lit. [13].....	79
Obr. 6-47 Pohled na testovací standy A, B,C pro testování ložisek	82
Obr. 6-48 Pohled na stand s aplikovaným on-line systémem s tříosými snímači	82
Obr. 6-49 Graf vývoje hodnot jednotlivých metod v závěrečné fázi životnosti ložiska	84
Obr. 6-50 Graf vývoje hodnot jednotlivých metod v závěrečné fázi životnosti ložiska s přidáním hodnot peak to peak	84
Obr. 6-51 Frekvenční spektrum - stav před začátkem testu, RMS spektra 0,18 g	85
Obr. 6-52 Časový signál - stav před začátkem testu.....	85
Obr. 6-53 Spektrum - prvopočátek poškození (v tabulce 0 hod.) RMS spektra 0,4 g....	86
Obr. 6-54 Časový signál - prvopočátek poškození (v tabulce 0 hod.) RMS spektra 0,4 g	87
Obr. 6-55 Frekvenční spektrum - Ostré hrany trhlin, silné rázy (v tabulce 22 hod.) nejvyšší RMS spektra 0,8 g.....	87
Obr. 6-56 Časový signál - Ostré hrany trhlin, silné rázy (v tabulce 22 hod.).....	88
Obr. 6-57 Frekvenční spektrum - průběžné zahlazování nerovností, výkyvy ve zrychlení vibrací (v tabulce 30 nebo také 34 hod.) RMS spektra 0,6 g.....	88
Obr. 6-58 Časový signál - průběžné zahlazování nerovností, výkyvy ve zrychlení vibrací (v tabulce 30 nebo také 34 hod.).....	89
Obr. 6-59 Frekvenční spektrum – konec testu, mírné zvyšování RMS, rozvíjení vady (v tabulce 36 hod.) RMS spektra 0,7 g	89

Obr. 6-60 Časový signál – konec testu, mírné zvyšování RMS, rozvíjení vady (v tabulce 36 hod.) RMS spektra 0,7 g	90
Obr. 6-61 Frekvenční spektrum - praktický příklad velmi vážného poškození ložiska, RMS spektra 2,2 g.....	91
Obr. 6-62 Časový signál – praktický příklad velmivážného poškození ložiska.....	92
Obr. 6-63 Počáteční poškození ložiska L1	92
Obr. 6-64 Počáteční poškození ložiska L2	93
Obr. 6-65 Počáteční poškození ložiska L3	93

Seznam tabulek

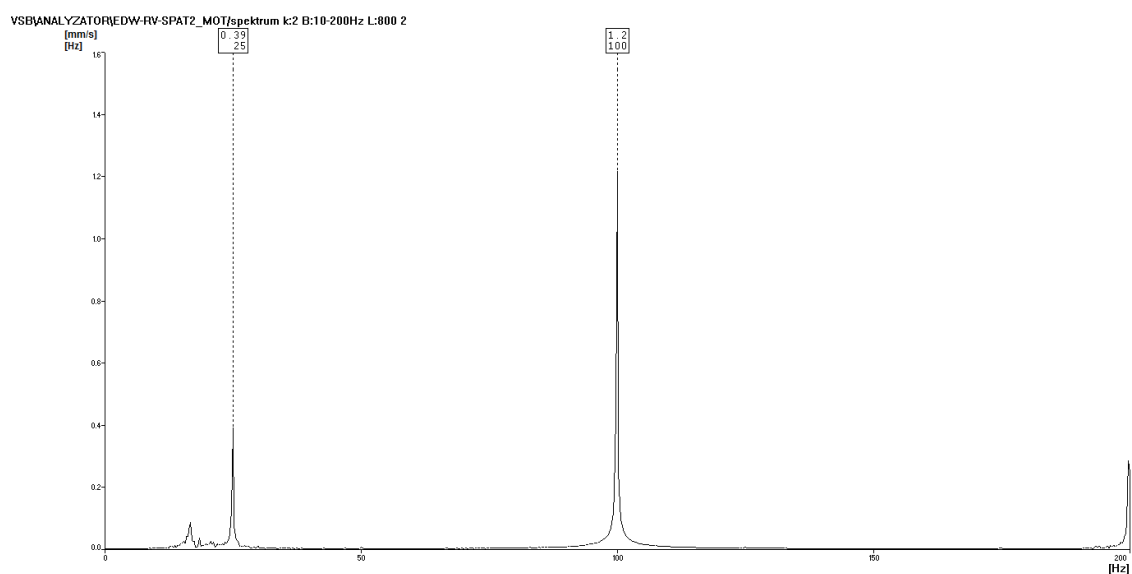
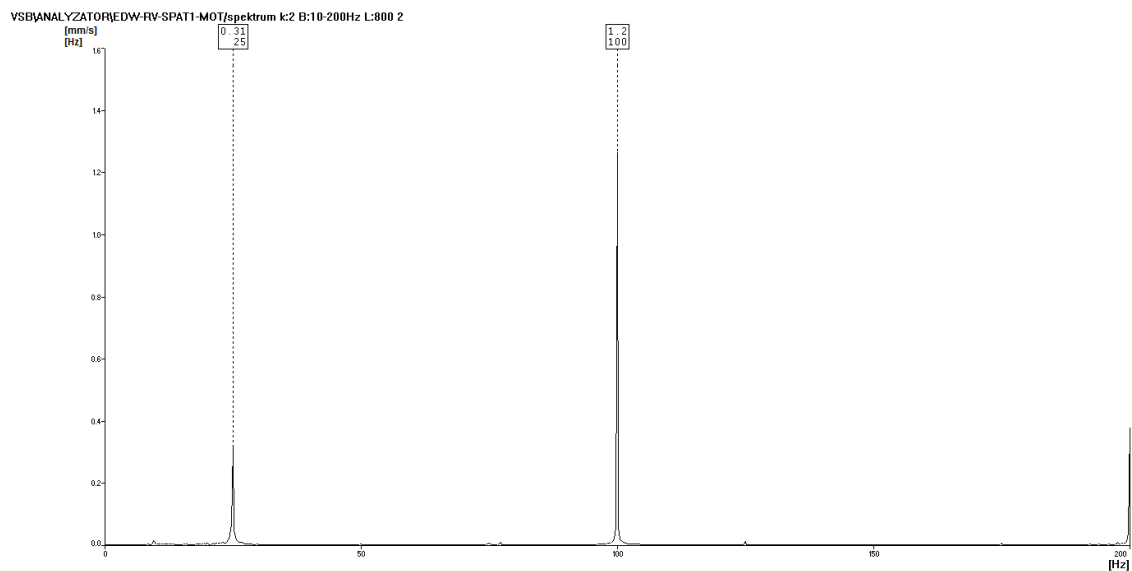
Tabulka 1 Parametry analyzátoru A 4400 VA4 Pro, první část [2].....	14
Tabulka 2 Parametry analyzátoru A 4400 VA4 Pro, druhá část [2]	14
Tabulka 3 Doporučené nastavení pro základní měření.....	30
Tabulka 4 Doporučené celkové vibrace v jednotlivých pásmech dle normy [7].....	35
Tabulka 5 Doporučené maximální efektivní hodnoty rychlosti vibrací na síťové frekvenci pro identifikaci nesymetrie elektromagnetického pole motorů, měřeno bez zatížení.....	60
Tabulka 6 Efektivní hodnoty vibrací na rámu stroje a na úchyty kabiny	75
Tabulka 7 Záznam hodnot vybraných metod od prvopočátku poškození ložiska	83

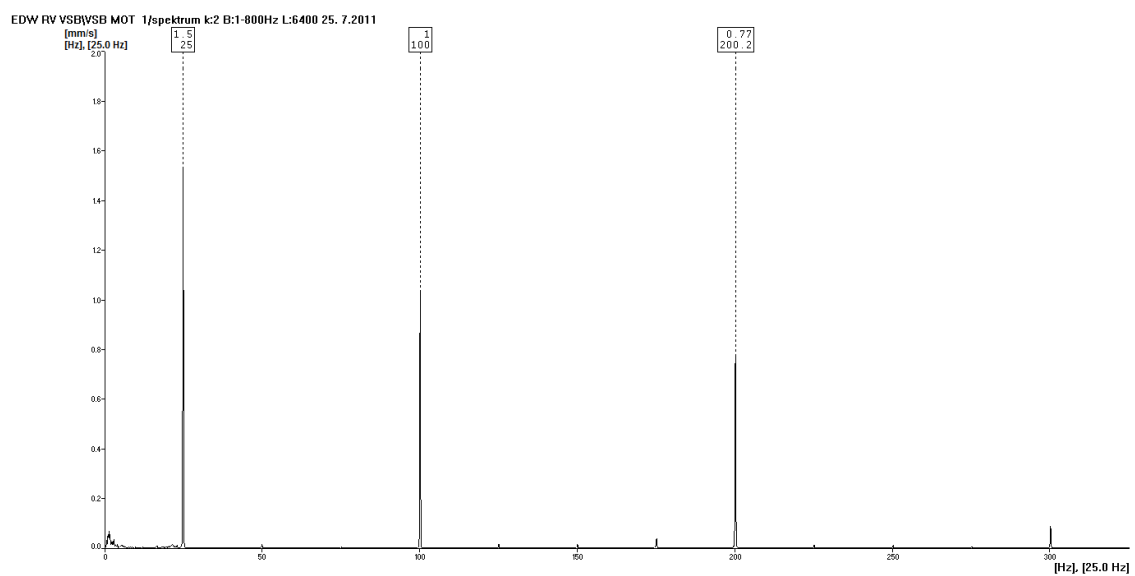
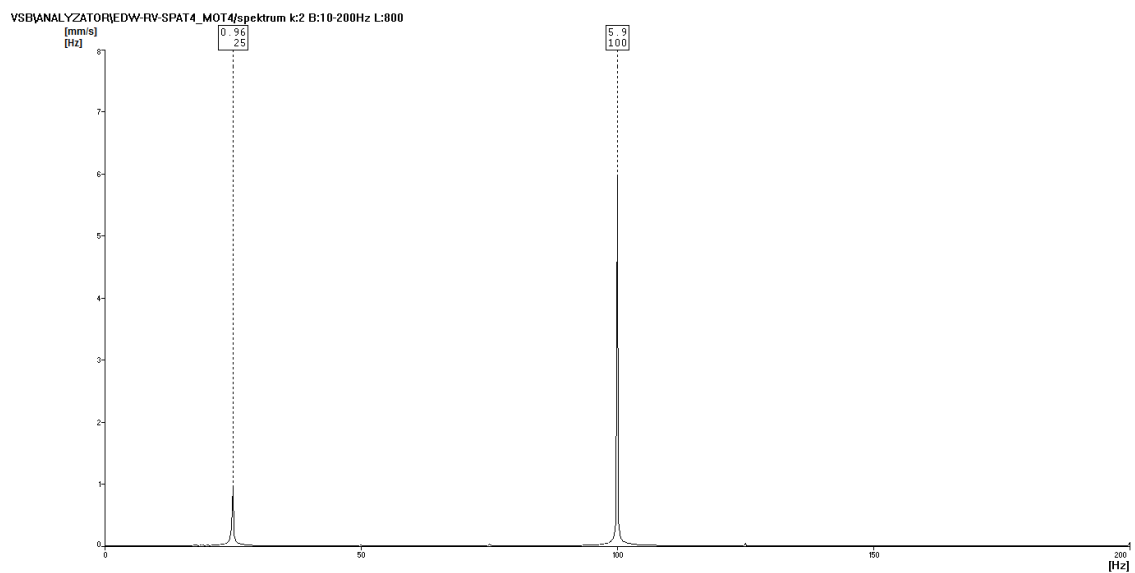
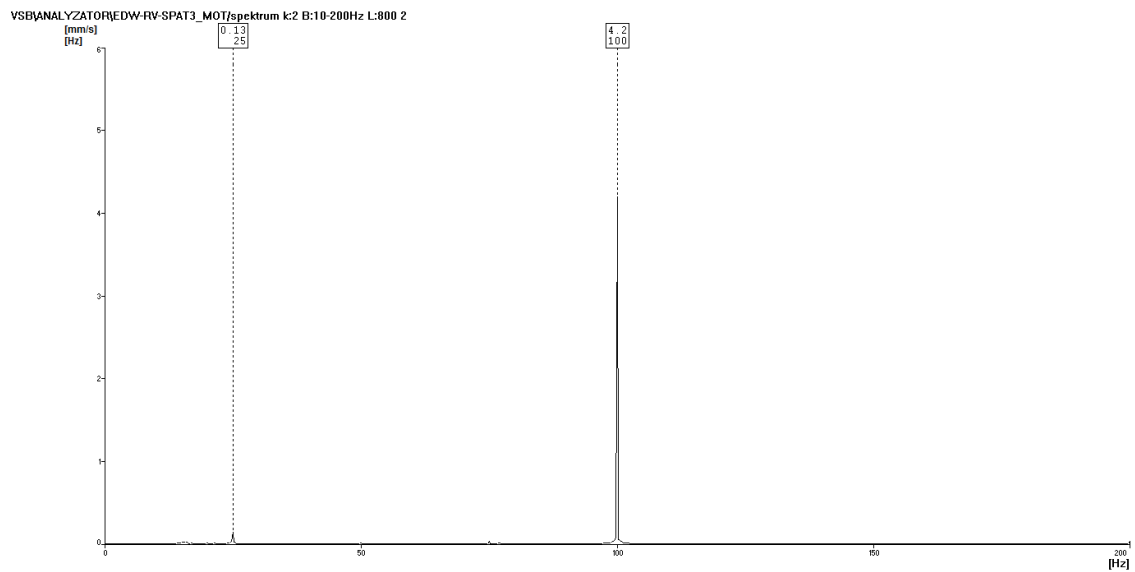
Seznam příloh

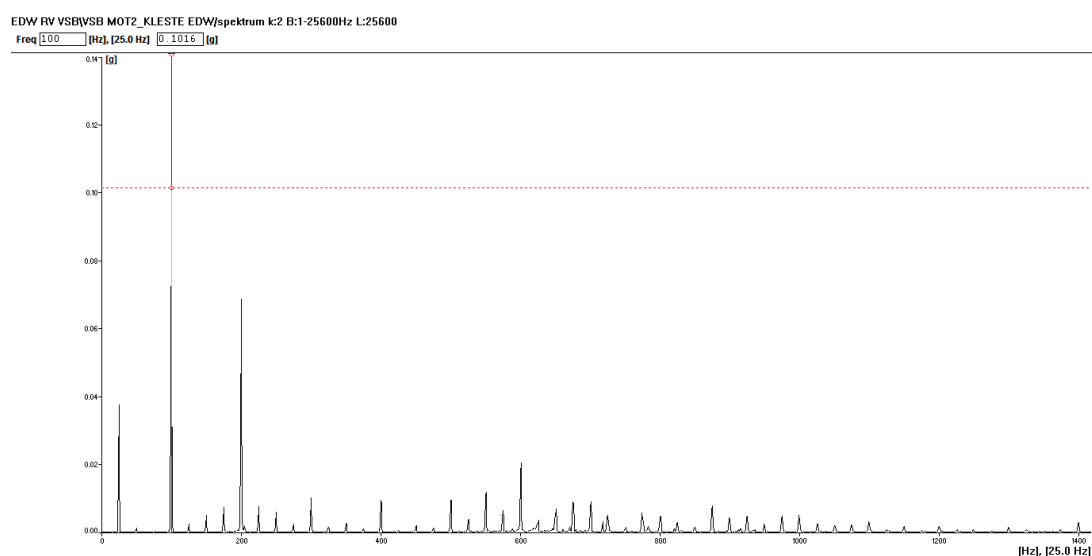
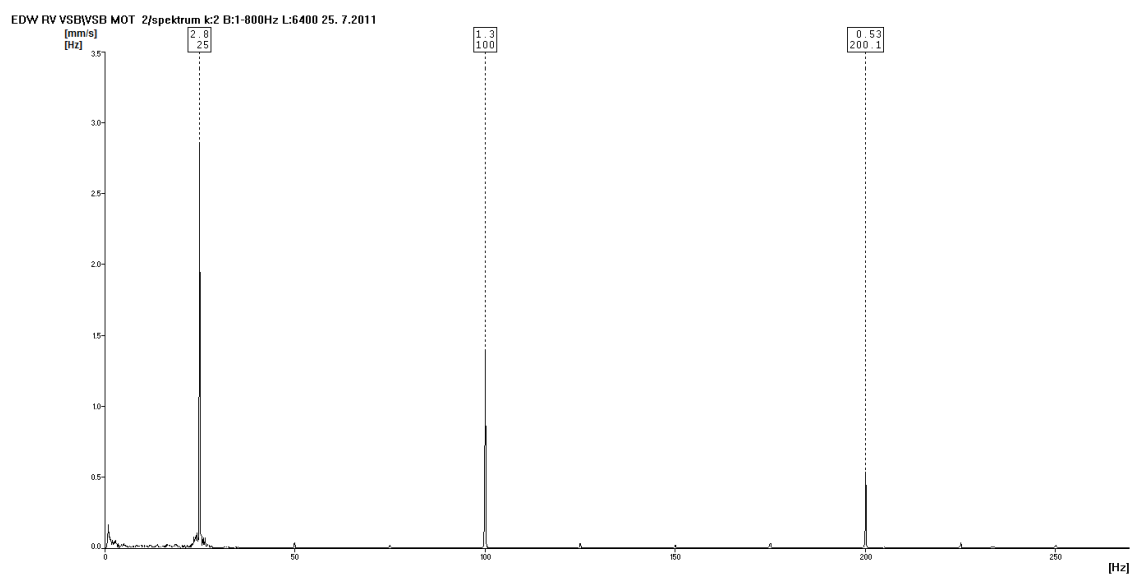
Příloha 1	Frekvenční spektra vadných elektromotorů s projevem nesymetrie elektromagnetického pole	113
Příloha 2	Ventilátory, závislost zrychlení v průběhu času.....	115
Příloha 3	Stand pro testování ložisek, zlomení hřídele a porucha ložiska.....	117

Přílohy

Příloha 1 Frekvenční spektra vadných elektromotorů s projevem nesymetrie elektromagnetického pole

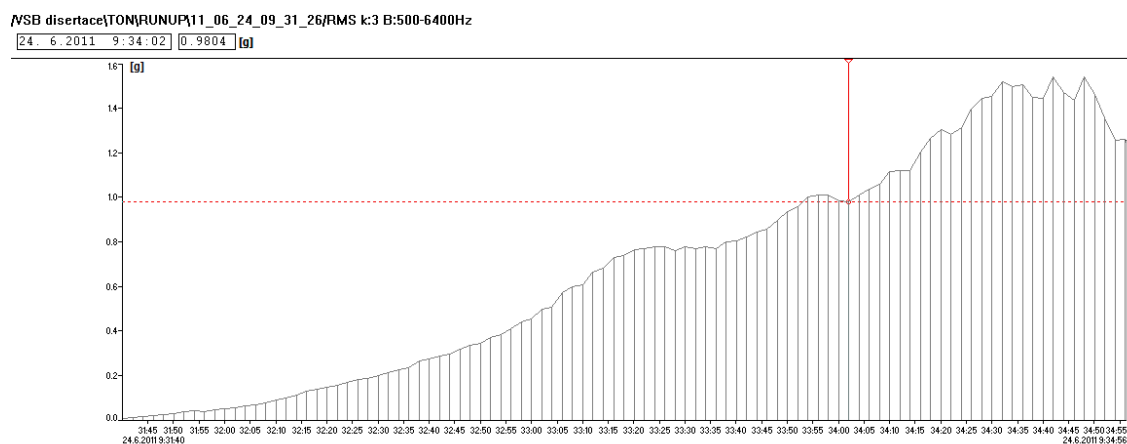






Frekvenční spektrum efektivní hodnoty zrychlení vývěvy

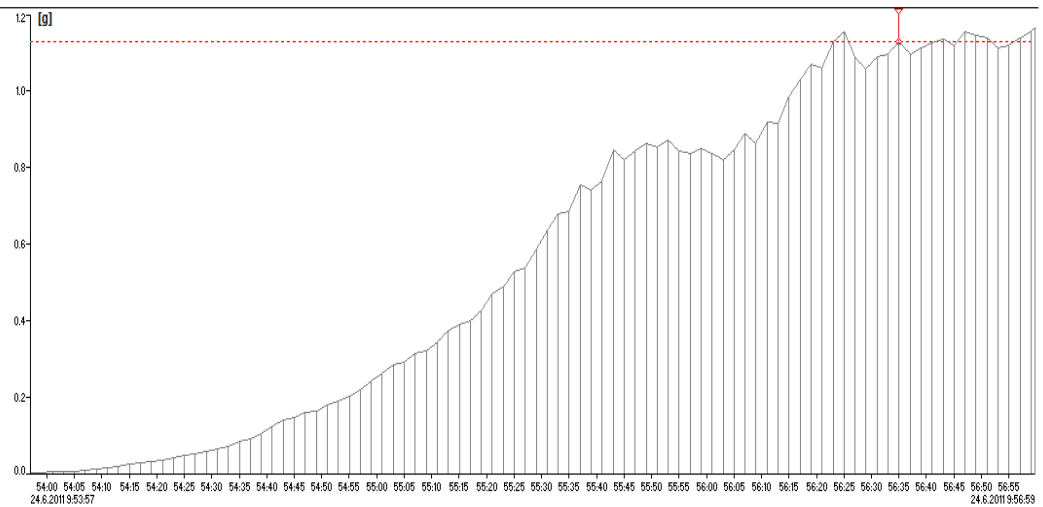
Příloha 2 Ventilátory, závislost zrychlení v průběhu času.



Efektivní hodnota zrychlení nezatíženého ložiska 2

\\VSB-disertace\TON\RUNUP\11_06_24_09_53_43\RMS k:3 B:500-6400Hz

24. 6. 2011 9:56:35 1.1289 [g]



Efektivní hodnota zrychlení nezátíženého ložiska 3

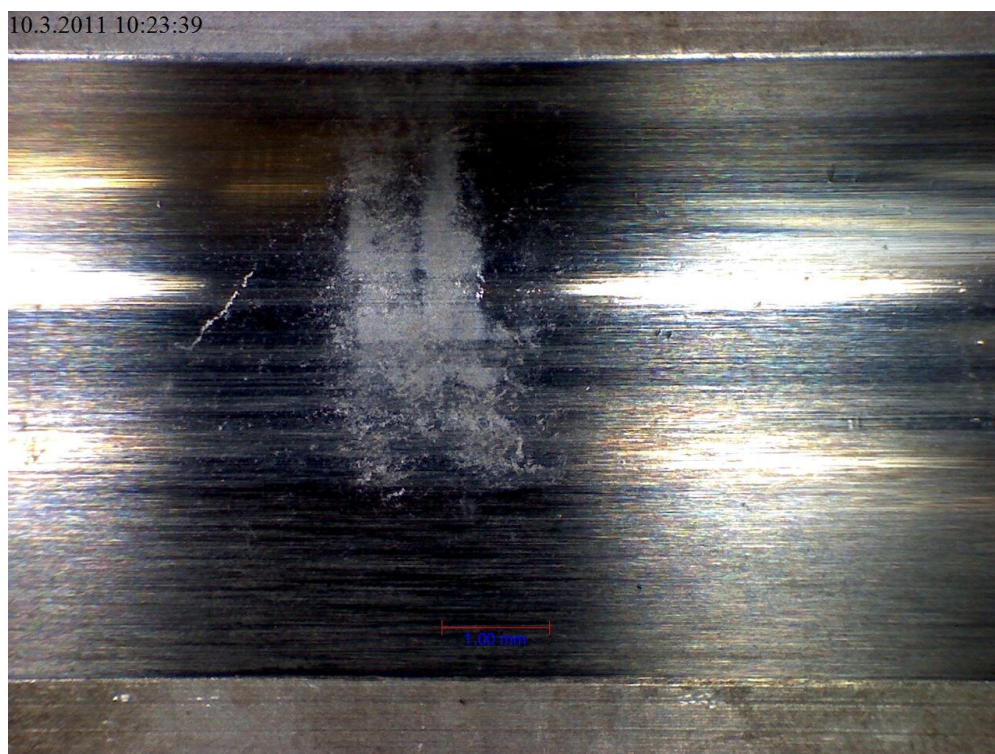


Pohled na měření rozběhů sestavy ventilátoru

Příloha 3 Stand pro testování ložisek, zlomení hřídele a porucha ložiska



Porucha na standu pro testování ložisek, zlomení hřídele



Fotografie poškození ložiska B L4